



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**SIMULAČNÍ ANALÝZA NOSIČE PŘEDNÍHO KOLA
FORMULOVÉHO VOZIDLA**

FORMULA CAR FRONT WHEEL CARRIER SIMULATION ANALYSIS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jakub Gach

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Pavel Ramík

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Jakub Gach**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Pavel Ramík**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Simulační analýza nosiče předního kola formulového vozidla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Při strukturálních analýzách napjatosti nosičů kol vozidel je možno se setkat s odchylkami ve výsledcích analýz, které souvisí se způsobem zatěžování v simulačních modelech těchto dílů. Náplní práce je nalezení možných příčin těchto odchylek s využitím strukturálních analýz pro daný nosič předního kola formulového vozu a důsledků na odchylky od reálných zátěžných stavů.

Cíle diplomové práce:

Provést rešerši současného stavu konstrukčního provedení uložení předního kola vozidel se zaměřením na formulové vozy.

Vybrat vhodné stacionární zátěžné stavy pro simulační analýzy nosiče předního kola.

Pro daný nosič předního kola formulového vozu sestavit simulační model pro určení zátěžných účinků na nosič při vybraných stacionárních jízdních stavech. Provést tyto simulace.

Sestavit výpočtový model pro analýzu napjatosti nosiče předního kola při zatížení od kola vozidla a od prvků nápravy.

Provést simulace napjatosti se sestavenými modely.

Porovnat získané výsledky a určit příčiny možných odchylek ve výsledcích simulací a jejich důsledky na zjištěnou napjatost. Uvést možné odchylky od reálného zatížení předních nosičů předních kol.

Seznam doporučené literatury:

MILLIKEN, William a MILLIKEN, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

AL-TABEY, Wael. Finite element analysis in mechanical design using ANSYS: Finite element analysis (FEA) hand book For mechanical engineers with ANSYS tutorials. LAP Lambert Academic Publishing, 2012. ISBN 978-3845404790.

KLEIN, Bernd. FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2012. 428 s. ISBN 978-3-8348-1603-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zaměřuje na zavěšení předního kola, přesněji pak konkrétního prvku, těhlice. Popisuje základní požadavky na konstrukci, rozdělení těhlic, jejich způsob výroby a druhy použitých materiálů. V krátkosti se zmiňuje o topologické optimalizaci a její dvou optimalizačních metodách. Zabývá se rovněž dynamikou jízdy vozidla pro jízdní stavy – stojící vozidlo, brzdění a zatáčení. V praktické části se práce zaměřuje na určení zátěžných účinků na těhlici při výše zmíněných jízdních stavech s využitím MBS softwarů. Ke konci práce jsou pro zatěžování ze strany kola a strany zavěšení nápravy provedeny MKP analýzy napjatosti a deformace, které jsou následně porovnány a vyhodnoceny.

KLÍČOVÁ SLOVA

přední těhlice, náboj, zavěšení kola, jízdní stavy, zátěžné účinky, Multibody systém, MKP analýza

ABSTRACT

This Master's thesis is focused on the suspension of the front wheel, more accurately for specific part, upright. It describes the basic requirements for construction, distribution of uprights, their method of production and types of materials used. It briefly mentions topology optimization and its two optimization methods. Also deals with vehicle dynamics for driving conditions – standing vehicle, braking and cornering. In the practical part, the work is focused on determining the load effects on the upright during the aforementioned driving conditions using MBS software. At the end of the work, FEM stress and deformation analyses are performed for loading on the wheel side and on the suspension side, which are then compared and evaluated.

KEYWORDS

Front upright, hub, wheel suspension, ride states, load effect, Multibody system, FEA

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

GACH, J. *Simulační analýza nosiče předního kola formulového vozidla*. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 59 s. Vedoucí diplomové práce Pavel Ramík.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Pavla Ramíka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Jakub Gach

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Pavlu Ramíkovi za rady a připomínky udělené při vypracovávání této diplomové práce. Dále děkuji své rodině a přítelkyni za podporu při studiu na vysoké škole.

OBSAH

Úvod	9
1 Těhlice	10
1.1 Obecné požadavky na konstrukci	11
1.2 Těhlice osobních a sportovních automobilů	11
2 Výroba a použité materiály	18
2.1 Odlévané těhlice	18
2.2 Frézované těhlice	18
2.3 Svařované těhlice	19
2.4 Skládané těhlice	20
2.5 Kompozitové těhlice	20
2.6 Aditivně vyráběné těhlice	21
3 Topologická optimalizace.....	22
4 Dynamika jízdy vozidla.....	23
4.1 Vozidlo v klidu	23
4.2 Brzdění	24
4.3 Průjezd zatáčkou	25
5 Určení zátěžných účinků na prvky nápravy pomocí Multibody systému	27
5.1 Adams	27
5.2 Rigid Dynamics	31
6 MKP analýzy napjatosti a deformace	36
6.1 Modely pro zatěžování.....	36
6.2 Vozidlo v klidu	40
6.3 Brzdění	44
6.4 Průjezd zatáčkou	49
Závěr.....	55
Seznam použitých zkratk a symbolů	59

ÚVOD

Zavěšení kol patří u soudobých automobilů k důležité části konstrukce vozidla. Na zavěšení je kladena řada požadavků, které musí splňovat. Důležitou roli hraje také bezpečnost jednotlivých prvků zavěšení. Ta musí být zaručena i v případě extrémních jízdních stavů, které během běžného provozu málo kdy nastanou. Další funkcí zavěšení je tlumení veškerých nechtěných a nepříjemných pohybů vozidla a vyrovnávání se s nerovnostmi terénu. Zlepšuje se tak jízdní komfort, přilnavost k vozovce a jízdní stabilita automobilu. Správným návrhem geometrie zavěšení, tedy určením všech jeho kinematických bodů, jsme schopni vytvořit zavěšení splňující dané vstupní podmínky. V případě osobních automobilů je potřeba nastavit zavěšení tak, aby byl zaručen co největší komfort při jízdě a docházelo k rovnoměrnému opotřebovávání pneumatik. Naopak u formulových vozů spíše dbát na co nejlepší jízdní vlastnosti při vysokých rychlostech a za extrémních jízdních stavů.

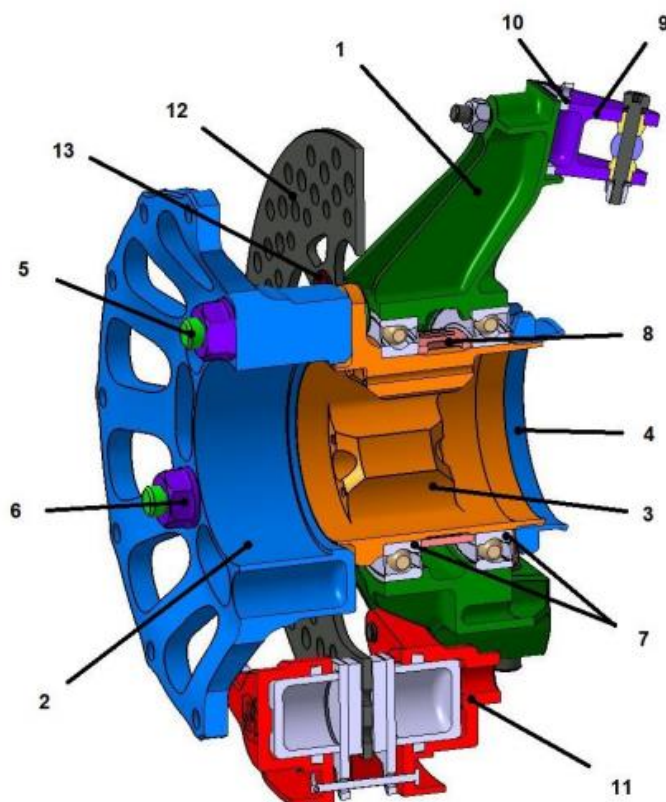
Důležitým prvkem, který je spojen s rameny zavěšení je bezesporu těhlice. Jejím úkolem je sloužit jako nosič kola. V těhlici je na ložiskách uložen náboj, na kterém je uchyceno kolo. Veškeré síly působící na kolo od vozovky jsou pak přenášeny na těhlici a ta je tak zatěžována širokým spektrem zátěžných stavů. Proto je těhlice velmi namáhanou součástí vozidla a jsou na ní kladeny velké nároky.

Tato práce se zabývá zatěžováním těhlice při různých jízdních stavech. Pomocí MBS softwaru jsou určeny síly ve vazbách kulových kloubů těhlice. Posléze provedu zatěžování těhlice jak ze strany kola, tak ze strany prvků zavěšení. Pro oba zátěžné způsoby udělám MKP analýzy napjatosti a deformace všech zkoumaných jízdních stavů.

Cílem této práce je určit, zda při zatěžování ze strany kola a ze strany zavěšení jsme schopni obdržet totožné výsledky napětí a deformací a potvrdit tak možnost použití obou těchto přístupů.

1 TĚHLICE

Těhlice jsou neodmyslitelnou částí podvozku automobilu. Hlavním úkolem je přenos sil a momentů od vozovky na rám vozidla a jejich vzájemná interakce. Těhlice také ve značné míře ovlivňuje jízdní vlastnosti a chování automobilu během jízdy. Je spojena s dalšími prvky a společně tvoří zavěšení kola. Těmito prvky jsou: ramena, hnací tyč, tlumící a pružicí soustava, brzdová soustava. Přední těhlice je navíc spojena s tyčí řízení, pro zatáčení vozidla. Uprostřed těhlice se nachází ložiska, která slouží k uložení kola (náboje). Pokud se jedná o hnací nápravu je hnací hřídel vedena do náboje kola, umístěného v těhlici. Hnací hřídel musí na svém zakončení obsahovat homokinetický kloub, který je zasunut do náboje. Umožňuje tak přenos krouticího momentu i v případě vyosení mezi hnací hřídelí a těhlicí [1],[3],[4].



Obr.1 Sestava kolové skupiny vozu Formule Student ČVUT [2]

- | | |
|-----------------------------|-------------------------------------|
| 1 – těhlice | 8 – distanční kroužek |
| 2 – střed kola | 9 – úchyt horního ramene |
| 3 – náboj kola | 10 – podložka pro nastavení odklonu |
| 4 – matice náboje | 11 – brzdíč |
| 5 – lisovaný závitový kolík | 12 – brzdový kotouč |
| 6 – matice kola | 13 – plovoucí čep |
| 7 – kolová ložiska | |

1.1 OBECNÉ POŽADAVKY NA KONSTRUKCI

Jelikož se těhlice řadí k neodpruženým hmotám na vozidle, je důležité klást velký ohled na její hmotnost. Nízká hmotnost napomáhá k rychlejší odezvě a schopnosti lepšího vyrovnávání se s nerovnostmi vozovky. Přitom musí však být zachována její dostatečná pevnost a tuhost. Proto je důležité volit správné materiály a technologii výroby s přihlédnutím k výši nákladů. V případě závodních automobilů, kde je každý gram důležitý, je hmotnosti těhlice věnována velká pozornost. Díky tomu pak můžeme použít menší pružiny a tlumiče, což se odrazí na celkové hmotnosti automobilu a umožní to pak lepší jízdní vlastnosti, lepší dynamiku vozidla [1],[5].

1.2 TĚHLICE OSOBNÍCH A SPORTOVNÍCH AUTOMOBILŮ

Konstrukční provedení těhlic automobilů je velmi rozmanité podle toho, v jakém vozidle mají mít využití. Těhlice se totiž musí přizpůsobit odpovídajícímu naladění nápravy vozu. V případě, že se jedná o velkosériovou výrobu těhlic určených zejména pro osobní automobily je brán ohled hlavně na jednoduchost a finanční stránku. Naopak u sportovních a formulových vozů nejsou finance tak důležité jako konstrukční provedení těhlic, vedoucí ke snížení hmotnosti při zachování pevnostních vlastností.

Dalším rozdílem je způsob výroby a použité materiály pro osobní, či závodní vozidla. Těhlice osobních vozidel jsou nejčastěji odlévány z šedé litiny nebo oceli, popřípadě kovány. Oproti tomu se sportovní těhlice vyrábí obráběním ze slitiny hliníku nebo se vyrábí z uhlíkového kompozitu, který je ještě o něco lehčí [6],[7].

Posledním aspektem je typ zavěšení kol. V dnešní době jsou nejpoužívanějšími typy zavěšení lichoběžníkové, víceprvkové nebo McPherson [5].

Lichoběžníkové zavěšení se skládá z horního a dolního ramene, jenž jsou nejčastěji trojúhelníkového tvaru, přičemž horní rameno bývá kratší. Při pohledu zepředu připomínají ramena spolu s těhlicí tvar lichoběžníku, odkud také vznikl název nápravy. Zavěšení je používáno převážně u sportovních vozidel a formulů z důvodu jednoduchosti, poskytnutí dobrých jízdních vlastností a snadné nastavitelnosti geometrie vozidla [3],[5],[8],[9].



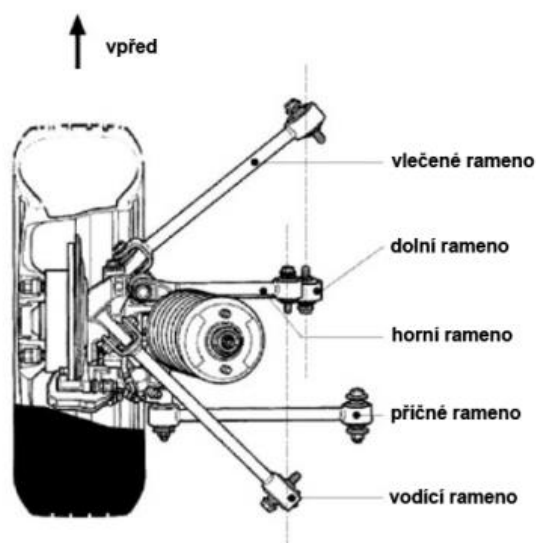
Obr.2 Lichoběžníkové zavěšení [9]

Zavěšení McPherson je pojmenováno po americkém konstruktérovi Earleovi Steeleovi MacPhersonovi, který poprvé navrhl a využil tento typ zavěšení v automobilu Chevrolet Cadet. Zavěšení McPherson vychází z konceptu lichoběžníkového zavěšení, horní rameno je však nahrazeno posuvným vedením. V dnešní době je využíváno ve většině vozidel nižší a střední třídy. Zavěšení je navrženo a zkonstruováno tak, aby mělo co nejmenší neodpruženou hmotu a kompaktní stavbu. Mezi další výhody patří zaručení dokonalejší stability během jízdy zatáčkou, lepší vedení kola a zachytávání brzdných reakcí [3],[9].



Obr.3 Zavěšení McPherson [10],[11]

Posledním typem je víceprvkové zavěšení, kde je kolo zavěšeno pomocí několika ramen. Avšak abychom mohli zavěšení nazývat víceprvkové, musí obsahovat nejméně tři prvky a nejvýše pak pět. Bylo navrženo pro maximální kontrolu odklonu a sbíhavosti kol v celé délce pružení. Víceprvkové zavěšení je považováno za nejlepší konstrukční kompromis vedení kola. Současně umožňuje dosáhnout lepších jízdních vlastností při zachování pohodlí cestujících. Zavěšení má bohužel také své negativa, a to velký zástavbový prostor pro zavěšení, ale zejména pak vysoká cena z důvodu konstrukční náročnosti. V současné době je využíváno v automobilech střední a vyšší třídy [9],[12],[13].



Obr.4 Víceprvkové zavěšení [9]

1.2.1 TĚHLICE OSOBNÍCH AUTOMOBILŮ

Jak bylo vzpomenuto výše, těhlice osobních automobilů se nejčastěji vyrábějí odléváním z důvodu nízké finanční náročnosti. Ačkoli nejběžnějším materiálem je šedá litina, jsou čím dál tím více postupně používány slitiny hliníku kvůli lepším materiálovým vlastnostem. Těhlice je po odlití obráběna pouze v místech funkčních ploch. Těhlice osobních vozidel nejběžněji používají zavěšení McPherson. Na Obr.5 můžete vidět ukázkou odlévané těhlice Škoda Roomster [3],[5],[7].



Obr.5 Pravá těhlice automobilu Škoda Roomster [14]

1.2.2 TĚHLICE SPORTOVNÍCH AUTOMOBILŮ

Těhlice sportovních automobilů jsou dosti rozdílné od těhlic klasických osobních vozidel. Těhlice jsou více silově namáhány a musí být proto často vyrobeny s jiných materiálů nežli u vozidel velkosériové výroby (osobních). Nejčastěji jsou vyráběné frézováním nebo někdy jako svařované. Jako materiál jsou nejvíce využívány hliníkové, popřípadě titanové slitiny. Ve Formuli 1 dokonce některé týmy pracovaly na výrobě těhlic z uhlíkového kompozitu pro ještě nižší hmotnost. Na Obr.6 je těhlice týmu Renault Formule 1 [5].



Obr.6 Zadní závodní těhlice týmu Renault Formule 1 [15]

Dalším rozdílem u sportovních automobilů, zejména pak formulového typu, je velké tepelné namáhání brzd. Brzdy, zejména pak brzdný kotouč, musí být proto chlazeny pomocí vzduchu. Proto jsou pro zabezpečení správného přívodu a odvodu vzduchu těhlice nejčastěji žebrované. U Formule 1 mohou být brzdy chlazeny také vzduchem, který je k brzdám dopravován přes potrubí, vyrobeného z kompozitu [3],[16].

Kromě zajištění přívodu a odvodu vzduchu hraje roli u Formule 1 také aerodynamika. Správnými aerodynamickými prvky, například zakrytím části disku kola lze zajistit současně chlazení brzd a snížení odporu vzduchu kol, viz Obr.7 [16],[17].

Pro lepší přilnavost a ovladatelnost při průjezdech zatáčkami závodních vozů je potřeba aby se těžiště nacházelo co nejnižší k vozovce. Proto se brzdové třmeny navrhují a umísťují tak, aby se nacházely v dolní části těhlice. Tím dojde k posunu hmotnosti nápravy a výška těžiště se sníží [6].

Poslední odlišností oproti osobním automobilům je použití jedné centrální matice pro uchycení kola na náboji. Toto konstrukční řešení umožňuje rychlou a jednoduchou výměnu kola [6].



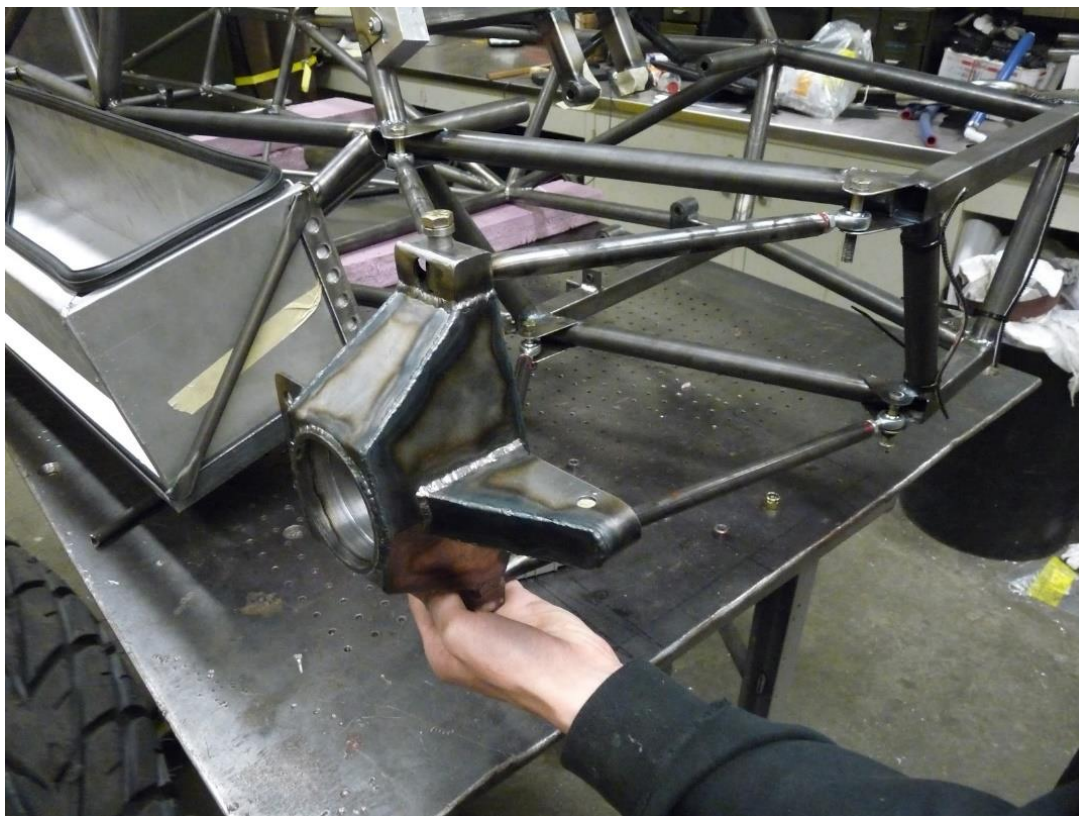
Obr.7 Částečné zakrytování disku kola týmu Toyota Formule 1 [18]

1.2.3 TĚHLICE VOZIDEL FORMULE STUDENT

U světových týmu Formule Student se můžeme setkat s velkou škálou různých konstrukcí těhlic. Týmy se často inspiřují z různých kategorií formulových závodů a také z předešlých návrhů vlastních vozů. Stěžejními body při návrhu těhlice jsou zejména její tvar, který ovlivňuje polohu spojení těhlice s navazujícími prvky, jako je brzdový třmen, jednotlivá ramena zavěšení a v případě přední těhlice i tyče řízení. Dalšími aspekty je způsob výroby a výběr vhodného materiálu splňujícího požadované vlastnosti, jako je nízká hmotnost a vysoká pevnost. Rozhodujícím faktorem při návrhu a rozhodování se o výše zmíněných bodech hraje největší roli cena. Proto musí jednotlivé týmy zvolit ten správný koncept, který dovoluje jejich finanční rozpočet [3],[4].

Z hlediska způsobu výroby je nejlevnější variantou svařovaná těhlice. Tento způsob výroby je totiž nejsnadnější, viz.Obr.8. Přitom je třeba dbát na kvalitu a způsob provedení svaru. Další metodou je odlévání. Ta má stejně jako svařování poměrně nízkou výrobní cenu a lze ji vidět na Obr.9. Mezi další možnosti výroby patří frézování na CNC strojích a nejnovější typ produkce s využitím technologie 3D tisku, viz.Obr.10 a Obr.11. 3D tisk je však časově a cenově nejnáročnější. Obecně nejpoužívanější metodou u Formule Student je obrábění na CNC strojích, protože vhodnou optimalizaci jsme schopni navrhnout těhlici komplikovaných tvarů a snížit tím její hmotnost při zachování její vyrobiteľnosti [7].

Nejběžnějšími materiály využívanými týmy pro výrobu těhlic jsou především hliníkové slitiny [3].



Obr.8 Svařovaná těhlice soutěže Formula Hybrid týmu Rensselaer Formula Hybrid [19]



Obr.9 Odlévaná těhlice týmu účastnícího se FSAE [7]



Obr.10 Zadní těhlice týmu Spartan Racing Univerzity v San Jose vyrobená CNC obráběním [20]



Obr.11 Aditivně vyrobená těhlice týmu Revolve NTNU z Trondheimu [21]

2 VÝROBA A POUŽITÉ MATERIÁLY

V současné době existuje řada způsobů výroby těhlic. Nejpoužívanější metodou je odlévání. Ta se v širokém měřítku využívá pro tvorbu těhlic sériových vozů vyráběných ve velkém množství. Méně používanou metodou je frézování, popřípadě občasné svařování. Tyto metody se však obvykle používají pouze pro těhlice sportovních vozů. S dalšími možnostmi těhlic vyrobenými skládáním, sintrováním, 3D tiskem (aditivně) a výrobou s využitím kompozitních materiálů se můžeme setkat pouze u formulových vozidel, nejčastěji pak u monopostů Formule Student.

2.1 ODLÉVANÉ TĚHLICE

Odlévané těhlice, jak už bylo zmíněno výše, se nejčastěji používají při velkosériové výrobě, nejčastěji pro osobní automobily. Po odlití jsou dále obráběny pouze funkční plochy. Důvodem používání metody velkosériového odlévání v automobilovém průmyslu jsou nízké náklady na výrobu. Pro kusovou výrobu se tato technologie nepoužívá, protože je potřeba mít velké znalosti v oboru odlévání a správně určit dělicí rovinu a úkosity. Všechny tyto náležitosti a znalosti se pak projeví na vyšší ceně při kusové výrobě. Dalším problémem je možnost vzniku vnitřní napjatosti v odlitku těhlice při ochlazování materiálu. Nejčastěji používaným materiálem je slitina hliníku. Některé formulové týmy Formule Student však pracovaly na těhlicích odlévaných ze slitin hořčíku [1],[2],[4],[22].



Obr.12 Odlévaná těhlice ze slitin hořčíku [23]

2.2 FRÉZOVANÉ TĚHLICE

Frézované těhlice se nejčastěji objevují u sportovních a formulových vozů. Hlavní výhodou při výrobě frézováním je, že při konstrukčním návrhu nejsme tak omezováni, co se týká vyrobitelnosti, jako u odlévání, či svařování. Díky tomu jsme schopni s vysokou přesností vyrobít těhlici různorodých a složitých tvarů a snížit tak její hmotnost, a to při stálém zachování požadovaných vlastností (např. pevnosti). Negativní vlastnosti frézování je cena, která je

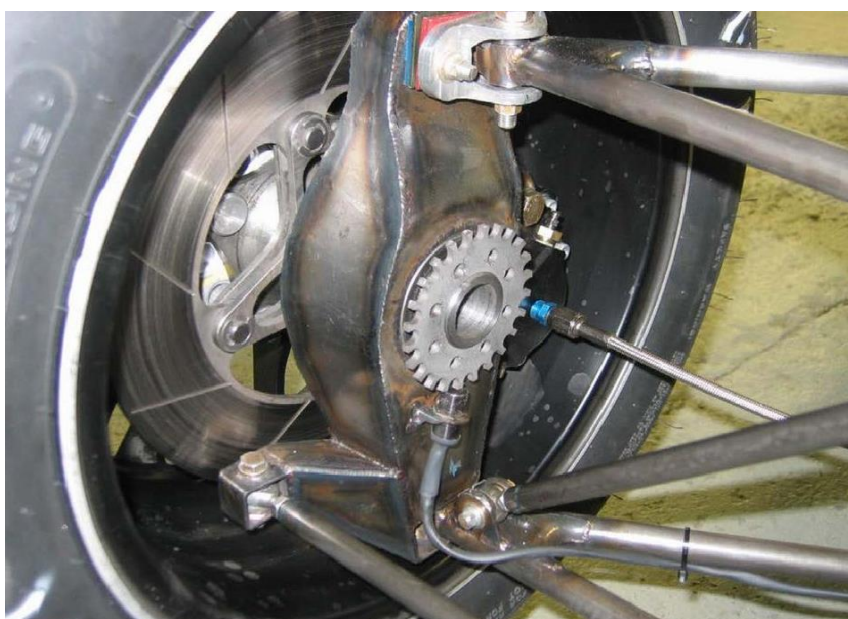
mnohem vyšší než při odlévání nebo svařování. Obdobně jako u odlévaných těhlic jsou nejpoužívanějším materiálem slitiny hliníku [2],[4],[24].



Obr.13 Frézovaná těhlice týmu Bauman Racing Team [25]

2.3 SVAŘOVÁNÉ TĚHLICE

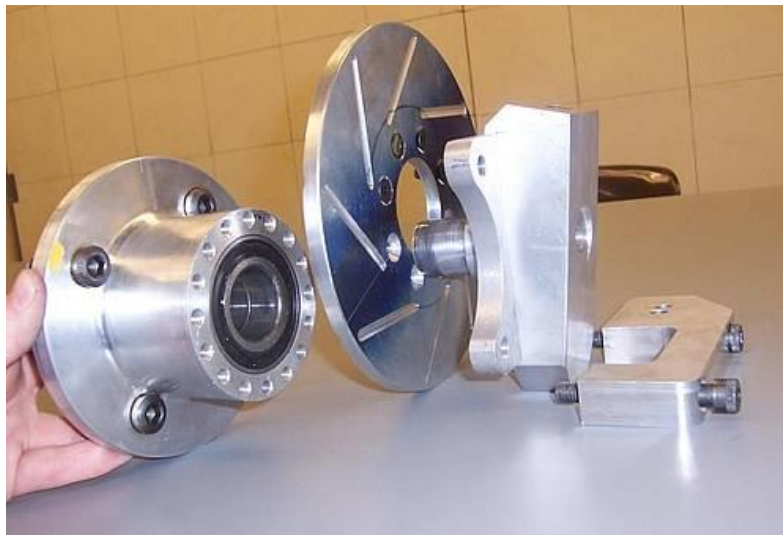
Svařované těhlice se často vyrábí z ocelových plechů, které tvoří tenkostěnnou skořepinu. Ocelové plechy jsou svařeny s obráběným domečkem pro ložiska a k jednotlivým přírubám (spojům) zavěšení ramen. Hlavní výhodou svařovaných těhlic je jejich pevnost a tuhost, jednoduchost výroby, a hlavně nízké výrobní náklady. Avšak svařované těhlice mají také své nevýhody, a to větší hmotnost a zejména pak možnost tvorby vnitřního napětí ve svarech, které může zapříčinit prasknutí těhlice. Z tohoto důvodu se doporučuje po svaření ještě materiál tepelně upravit, aby byla zaručena pevnost svaru [1],[2],[22].



Obr.14 Svařovaná těhlice formule [26]

2.4 SKLÁDANÉ TĚHLICE

Tento druh těhlice se sestává z různých jednotlivých částí, které jsou spolu spojeny v jeden komplet. Jako spojovací prvek jsou nejčastěji používány šrouby. Plusem těchto těhlic je možnost jejich opakovaného složení, či rozložení, což má pozitivní vliv na možnost nastavování širokého spektra geometrie. Bohužel stejně jako u svařovaných těhlic je nevýhodou vyšší hmotnost [4],[6].



Obr.15 Skládána těhlice [27]

2.5 KOMPOZITOVÉ TĚHLICE

K výrobě těhlic se používá uhlíkový kompozit. Ten se skládá z uhlíkových vláken a pojiva (nejčastěji polymerního pojiva). Vlákná jsou ukládána v různých směrech pro zaručení dobrých mechanických vlastností. Základní výhodou oproti jiným způsobům výroby těhlic je bezpochyby velmi nízká hmotnost výrobku při současném zachování vysoké pevnosti. Na druhou stranu je tento druh výroby těhlic dražší, komplikovanější a časově náročnější [28],[29].



Obr. 16 Těhlice z uhlíkových vláken vyvíjena týmem F1(BAR Honda) [30]

2.6 ADITIVNĚ VYRÁBĚNÉ TĚHLICE

Tento druh těhlic vyráběným využitím technologie 3D tisku se v posledních letech poměrně rozšířil. Technologie se postupně začala častěji a častěji používat také u týmů Formule Student. Oproti všem předešlým způsobům výroby, nejsme nijak limitováni tvarem a vyrobiteľností těhlice. Protože na rozdíl od odlévání není potřeba řešit úkopy plynoucí z vytažitelnosti odlitku. Není ani potřeba řešit velikost nástroje a jeho flexibilitu pohybu jako při obrábění. Dalším plusem je široká škála možnosti použití různých druhů materiálu. Nejpoužívanějšími materiály jsou pak hliník a titan. Dále topologickou optimalizací je možno navrhnout těhlici tak, aby byl materiál přidáván v pouze potřebných a nejvíce namáhaných místech a bylo tak umožněno snížení hmotnosti, při zachování její tuhosti. Jediným a současně hlavním problémem a nevýhodou je cena finálního produktu a délka výroby. Díl je po vyrobení ještě třeba tepelně zpracovat, kvůli eliminování vnitřních napětí [1],[29],[31].

Základním principem 3D tisku kovových materiálů je nanášení práškového materiálu v jednotlivých vrstvách a jeho následné spékání do finálního tvaru dílu. Pro 3D tisk kovů se používají různé technologie jako: Direct Metal Laser Sintering (DMLS), Selective Laser Melting (SLM) a Electron beam melting (EBM) [32].



Obr.17 Aditivně vyrobená těhlice týmu UPBracing Team z Padebornu [33]



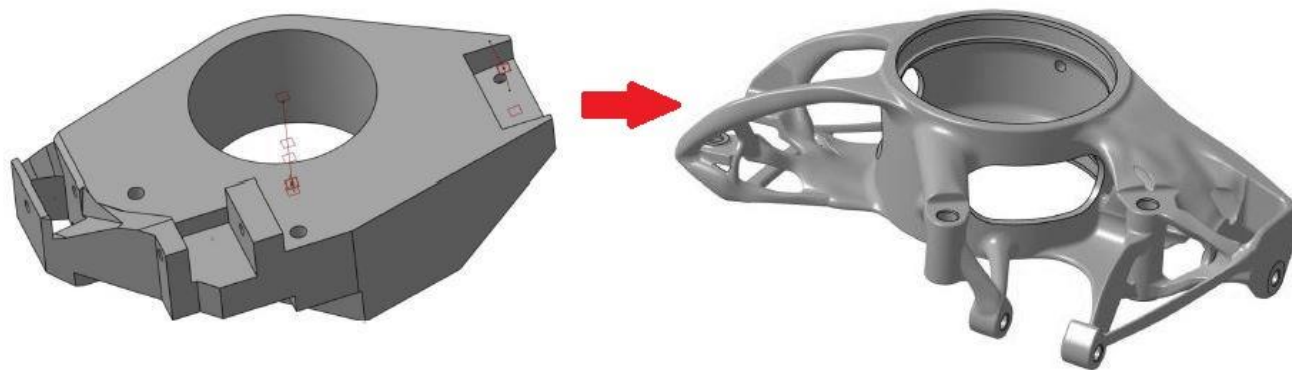
Obr.18 Zadní aditivně vyrobená těhlice týmu TU Brno Racing pro monopost Dragon 8 [29]

3 TOPOLOGICKÁ OPTIMALIZACE

Topologická optimalizace je proces tvarové optimalizace, která je využívána při návrhu součástí. Jejím cílem je co nejlépe využít materiál pro navrhovaný díl při zachování požadovaných vstupních podmínek. V automobilovém průmyslu se nejčastěji používá optimalizace pro snížení hmotnosti dílu při současném zachování pevnostních požadavků [34],[35].

Počátky topologické optimalizace sahají do roku 1904, kdy australský vynálezce Michell publikoval článek zabývající se optimalizačními kritérii pro optimální rozložení materiálu nosníku v prutové konstrukci z důvodu snížení jeho hmotnosti. Zhruba o 70 let po vydání topologické optimalizace vynálezce Michella se vývoj optimalizačních metod značně rozrostl. Bohužel se většina metod dále nerozvíjela a zůstala pouze na teoretické úrovni z důvodu výpočetní neefektivity a časové náročnosti. Do praxe se dostaly dvě optimalizační metody ESO a SIMP, které mají stále své využití. První zmíněná metoda ESO z anglického „Evolutionary Structural Optimazation“ je metoda, kde základním principem je vypočítat v každé iteraci řešení požadované kritérium. Nevýhodou metody je, že optimální výsledek je vyhledáván v rozsáhlém souboru vygenerovaných řešení. Bohužel ani zde není zaručeno získání přinejmenším lokálního optima. Druhá gradientní numerická metoda SIMP (Solid Isotropic Microstructure (Material) with Penalization) funguje na principu přidělování hodnot jednotlivým elementům z intervalu 0 až 1, při výpočtu rozložení dané proměnné (např. hustoty) pro určenou oblast. Tyto hodnoty stanovují díl proměnné (hustoty) pro daný element. Nicméně z praktického hlediska jsou problémem proměnné (hustoty) mezi hodnotami 0 a 1. Za tímto účelem se používá tzv. metoda. penalizace, která je schopná proměnnou (hustotu) převést pro jednotlivé elementy pomocí penalizačního koeficientu na diskretní hustotu. V současné době se metoda SIMP nejhojněji používá pro topologickou optimalizaci v komerčních softwarech [31],[36].

Na Obr.19 můžete vidět těhlici pro monopost Dragon 7. Vlevo je obálka těhlice určená pro topologickou optimalizaci a vpravo pak finální těhlice po optimalizaci. Již na první pohled je zřejmé, že tvar se značně liší. Celkově bylo provedeno pět optimalizací, přičemž po první iteraci vážila těhlice 875 g. Po poslední, páté optimalizaci, pak 450 g. Tento velký hmotnostní rozdíl je důkazem, že topologická optimalizace má opravdu smysl [31].



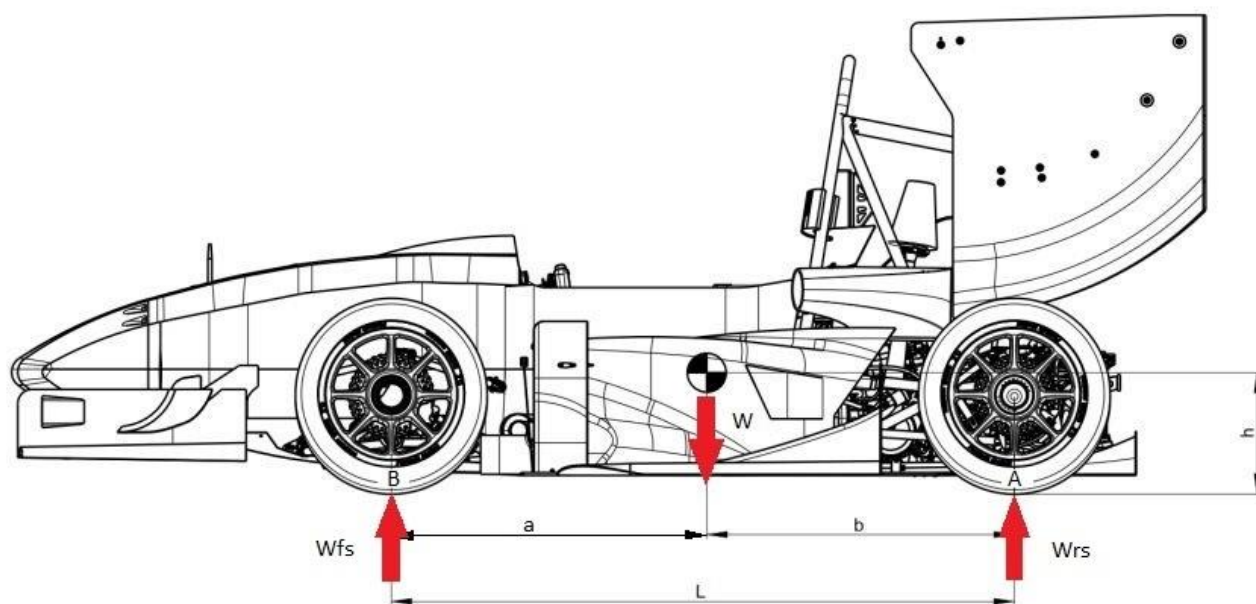
Obr.19 Těhlice formule Dragon 7 před a po topologické optimalizaci [31]

4 DYNAMIKA JÍZDY VOZIDLA

Abychom byli schopni analyzovat jednotlivé zátěžné stavy těhlice je potřeba definovat působící síly. Tyto síly jsou závislé na jízdních stavech vozidla, při kterých dochází k přenosu zatížení, tzv. Load Transferu. „Load Transfer“ vzniká mezi nápravami jak v podélném, tak příčném směru. Přitom velikosti reakčních sil působících od vozovky na pneumatiku jsou závislé právě na přenosu zatížení. Při výpočtu přenosu zatížení jsou jednotlivé prvky vozidla uvažovány jako dokonalé tuhé, což má za následek odchylky od skutečné reality.

4.1 VOZIDLO V KLIDU

Pokud je vozidlo v klidu nedochází k přenosu zatížení mezi nápravami. Přední a zadní náprava je zatěžována pouze hmotností vozidla, přitom rozložení hmotnosti závisí na podélné souřadnici těžiště vozidla. Na Obr.20 je zobrazena v svislé ose vozidla tíhová síla W směřující dolů s působištem v těžišti. V opačném směru potom působí na nápravách reakční síly W_{fs} (přední) a W_{rs} (zadní).



Obr.20 Stojící vozidlo [29, upraveno]

Reakční síly pak vypočteme z momentové rovnice [37]:

Pro přední nápravu [37]:

$$\sum M_A = 0 \quad (1)$$

$$W_{fs} \cdot L - W \cdot b = 0 \quad (2)$$

$$W_{fs} = W \cdot \frac{b}{L} \quad (3)$$

Pro zadní nápravu [37]:

$$\sum M_B = 0 \quad (4)$$

$$-W_{rs} \cdot L + W \cdot a = 0 \quad (5)$$

$$W_{rs} = W \cdot \frac{a}{L} \quad (6)$$

kde jednotlivé symboly označují:

M_A – moment k bodu A

M_B – moment k bodu B

W_{fs} – statické zatížení přední nápravy

W_{rs} – statické zatížení zadní nápravy

W – tíha vozidla v těžišti

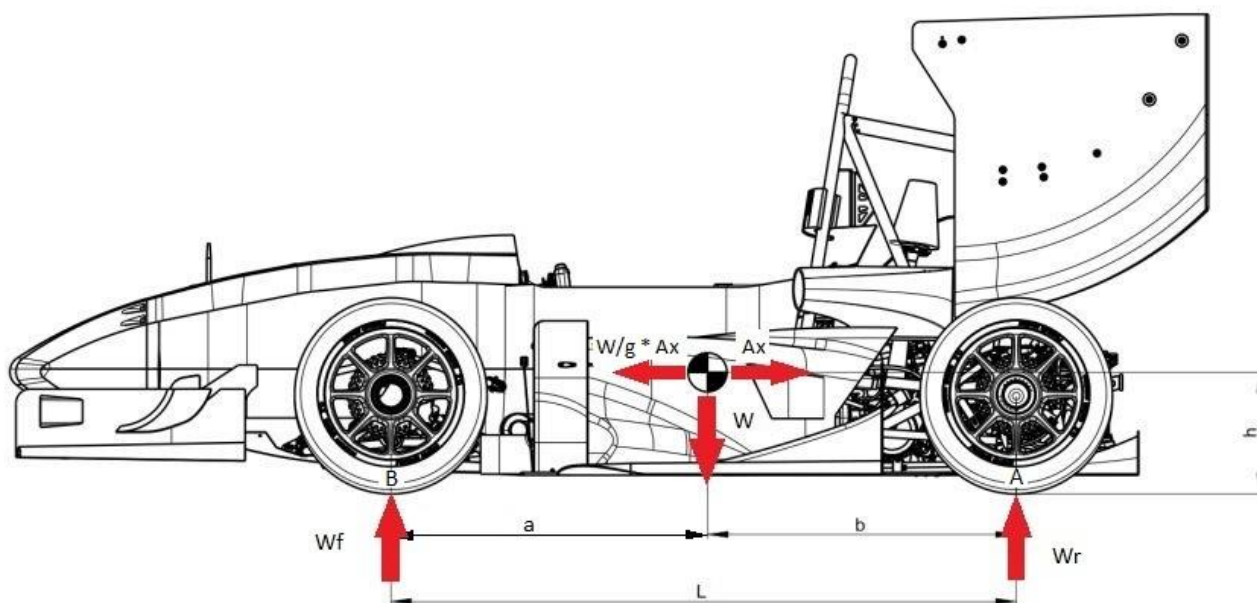
L – rozvor kol

a – vzdálenost předního kola a těžiště

b – vzdálenost zadního kola a těžiště

4.2 BRZDĚNÍ

Při jízděm stavu brzdění již dochází k přenosu zatížení mezi nápravami. Zatížení se přitom přenáší na přední nápravu a přitěžuje ji. Vlivem brzdění vzniká setrvačná síla $W/g \times Ax$, která má působíště v těžišti vozidla ve výšce h od vozovky a vytváří tak moment, jenž má za následek přenos zatížení na přední nápravu (W_f) a odlehčení tak nápravy zadní (W_r), viz. Obr.21.



Obr.21 Brzdící vozidlo [29, upraveno]

Reakční síly pak vypočteme z momentové rovnice [37]:

Pro přední nápravu [37]:

$$\sum M_A = 0 \quad (7)$$

$$W_f \cdot L - W \cdot b - \frac{W}{g} \cdot A_x \cdot h = 0 \quad (8)$$

$$W_f = W \cdot \frac{b}{L} + W \cdot \frac{h}{L} \cdot \frac{A_x}{g} \quad (9)$$

Pro zadní nápravu [37]:

$$\sum M_B = 0 \quad (10)$$

$$-W_r \cdot L + W \cdot a - \frac{W}{g} \cdot A_x \cdot h = 0 \quad (11)$$

$$W_r = W \cdot \frac{a}{L} - W \cdot \frac{h}{L} \cdot \frac{A_x}{g} \quad (12)$$

kde symboly označují:

W_f – dynamické zatížení přední nápravy

A_x – zpomalení v podélném směru

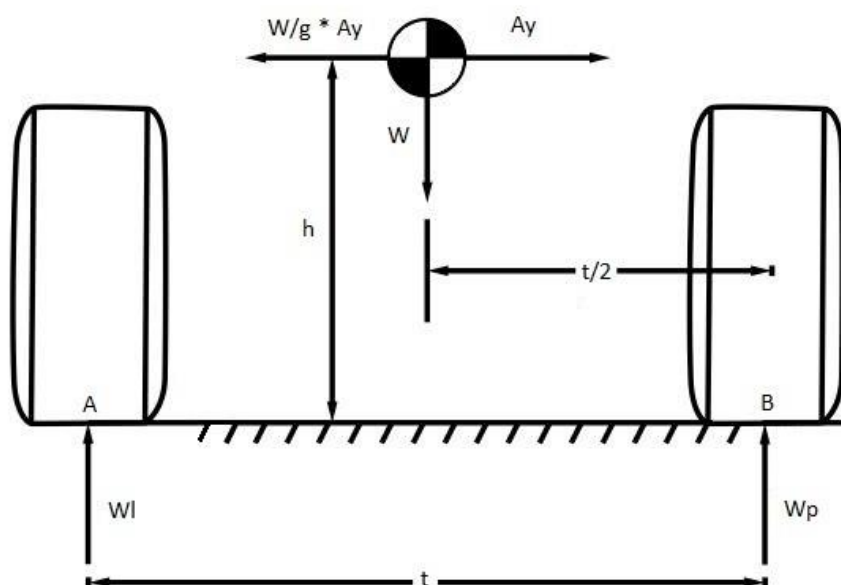
W_r – dynamické zatížení zadní nápravy

g – tíhové zrychlení

h – výška těžiště

4.3 PRŮJEZD ZATÁČKOU

Při zatáčení dochází obdobně jako u brzdění k přenosu zatížení, nikoli však v podélném, ale v příčném směru. Kola jsou na jedné straně vozidla přitěžována, a naopak na druhé odlehčována. Vlivem zatáčení vzniká v příčném směru setrvačná síla $W/g \times A_y$, která má působiště v těžišti vozidla ve výšce h od vozovky a vytváří tak moment, jenž má za následek přenos zatížení na pravá nebo levá kola náprav. Dochází pak ke vzniku svislých reakčních sil W_p (pravá kola) a W_l (levá kola), viz.Obr.22.



Obr.22 Vozidlo při průjezdu zatáčkou [38, upraveno]

Pro pravou stranu náprav [37]:

$$\sum M_A = 0 \quad (13)$$

$$-W_p \cdot t + W \cdot \frac{t}{2} - \frac{W}{g} \cdot A_y \cdot h = 0 \quad (14)$$

$$W_p = \frac{W}{2} - W \cdot \frac{h}{t} \cdot \frac{A_y}{g} \quad (15)$$

Pro levou stranu náprav [37]:

$$\sum M_B = 0 \quad (16)$$

$$W_l \cdot t - W \cdot \frac{t}{2} - \frac{W}{g} \cdot A_y \cdot h = 0 \quad (17)$$

$$W_l = \frac{W}{2} + W \cdot \frac{h}{t} \cdot \frac{A_y}{g} \quad (18)$$

Kde symboly značí:

W_p – dynamické zatížení pravých kol

t – rozchod kol

W_l – dynamické zatížení levých kol

A_y – zrychlení v příčném směru

5 URČENÍ ZÁTĚŽNÝCH ÚČINKŮ NA PRVKY NÁPRAVY POMOCÍ MULTIBODY SYSTÉMU

5.1 ADAMS

V prostředí softwaru Adams View byl vytvořen simulační model pro určení reakčních sil ve vazbách pravé přední těhlice, přitom předem je nutno předeslat, že se budeme zabývat pouze význačnými zátěžnými stavy, které mohou na těhlici působit. Simulační model v softwaru Adams View je model, který byl navržen podle CAD modelu poskytnutého týmem TU Brno Racing. Byl sestaven tak, aby jeho veškeré body geometrie nápravy byly stejné jako u CAD modelu a zachovala se tak kinematika. Horní rameno bylo vytvořeno ze dvou tuhých válcových těles spojených v jeden celek. V obou kulových kloubech mezi koncem ramen a rámem vozidla byl vytvořen „Spherical joint“. Stejně tak byl použit „Spherical joint“ pro kulový kloub spojení druhého konce horního ramena s těhlicí. Stejným způsobem pak bylo vytvořeno a posléze spojeno s rámem vozidla a těhlicí dolní rameno. Pull rod a řídicí tyč byly vytvořeny z jednoho tuhého válcového tělesa. Řídicí tyč byla opět s obou stran spojena obdobně jako předchozí prvky pomocí „Spherical joint“. U pull rodu tomu nebylo ze strany spojení s rámem jinak, avšak z druhé strany nebyl pull rod spojen pomocí „Spherical joint“ s těhlicí, ale s kulovou plochou umístěnou na šroubu horního ramena. Těhlice byla zjednodušená ze tří tuhých válcových těles, k nimž bylo připojeno ještě tuhé válcové těleso sloužící pro zadávání brzdné síly na třmenu. Následně byla všechna čtyři tělesa spojena v jedno. S rameny a řídicí tyčí byla těhlice spojena již z výše zmíněnými spojeními „Spherical joint“. Poslední částí byl náboj, který byl vymodelován jako jedno tuhé těleso a sloužil pouze pro doplnění modelu, neboť síly byly vždy zadávány na těhlici. Pro tři jízdní stavy popsané níže byly pak na těhlici zadávány síly získané z výpočtového souboru poskytnutého týmem TU Brno Racing. Nutno poznamenat, že pro všechny výpočty a následné analýzy (kapitola 6) byl zanedbán odklon a rozbíhavost kola.

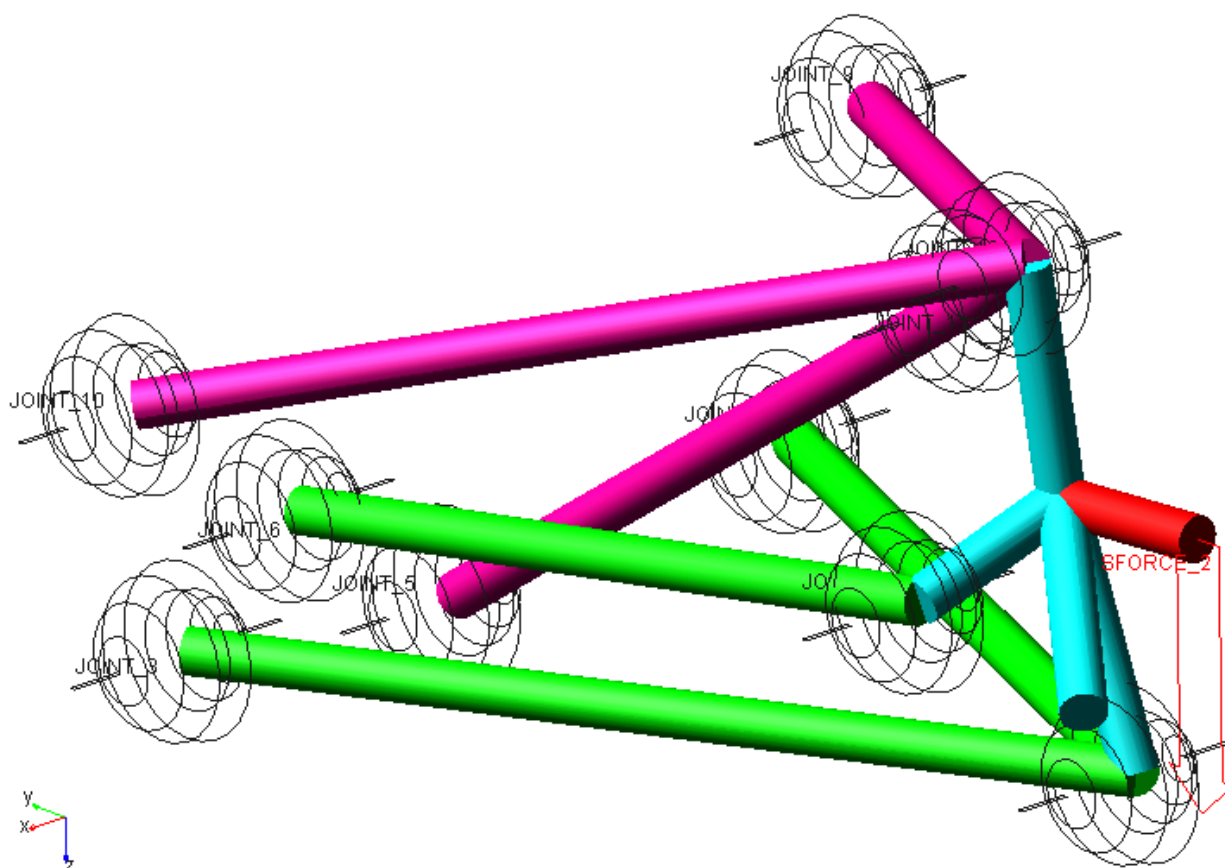
Prvotním cílem bylo zjistit síly působící na koncích ramen a ty pak používat pro MKP analýzy. Bohužel tato možnost nebyla vhodná, neboť program Adams nebyl schopen rozdělit sílu na koncích ramen (horního a dolního) z důvodu statické neurčitosti. Proto se v konečné fázi pro MKP analýzy použily síly působící v bodech spojení ramen a řídicí tyče s těhlicí. Velikost a směr síly působící na těhlici od horního (dolního) ramene musí být totiž rovná součtu sil na obou koncích téhož ramene.

5.1.1 VOZIDLO V KLIDU

Při určování sil ve vazbách u vozidla v klidu byla těhlice zatěžována silou odpovídající čtvrtinové hmotnosti vozidla, tedy 600 N, která působila ve středu kola a směřovala v záporném směru osy Z. Výsledkem zatěžování byly hodnoty sil ve vazbách rozdělené do tří složek pro jednotlivé osy. Pro mě však byly důležité pouze síly ve vazbách v místech spojení těhlice s rameny a řídicí tyčí. Jejich hodnoty lze vidět v Tab.1.

Tab. 1 Síly ve vazbách těhlice stojícího vozidla

Stojící vůz – Adams	F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]
Horní rameno	35,9	253,5	-595,6
Dolní rameno	-33,6	-238,3	-3
Řídící tyč	-2,3	-15,1	-1,5



Obr.23 Simulační model vozidla v klidu

5.1.2 BRZDĚNÍ

Při brzdění působí na těhlici dvě síly a jeden moment od brzdového třmene. První síla je svislá o velikosti 1680 N, která směřuje v záporném směru osy Z a způsobuje dynamické zatížení nápravy. Vypočítá se ze vztahu (9) na str.25. Druhá síla má velikost 2320 N, působí v podélném směru (kladný směr osy X) a jedná se o sílu brzdnu. Podélnou sílu pak určíme přepočtem ze síly vertikální, díky znalosti maximální hodnoty decelerace, která činila 2,5 g. Obě hodnoty sil byly převzaty od týmu TU Brno Racing. Jako poslední zatěžuje těhlici moment. Jelikož víme, že moment vyvolaný silou od brzdového třmene musí být roven momentu od brzdě síly, vypočteme velikost síly od brzdového třmene z momentové rovnice k ose těhlice podle rovnice:

$$\sum M_{osa} = 0 \quad (19)$$

$$F_{třmen} \cdot r_{kotouč} - F_{brzdná} \cdot r_{dkola} = 0 \quad (20)$$

$$F_{třmen} = F_{brzdná} \cdot \frac{r_{dkola}}{r_{kotouč}} \quad (21)$$

kde symboly označují:

$F_{třmen}$ – brzdná síla na třmenu

$F_{brzdná}$ – brzdná síla v podélném směru

$r_{kotouč}$ – efektivní poloměr kotouče

r_{dkola} – dynamický poloměr kola

Při dosazení do rovnice příslušných hodnot dostáváme:

$$F_{třmen} = 2320 \cdot \frac{0,229}{0,09125} = 5822,25 \text{ N} \quad (22)$$

Pro následné strukturální MKP analýzy napjatosti byla síla od brzdného třmenu rozdělena do dvou složek:

Pro podélnou osu (X):

$$F_{xtřmen} = F_{třmen} \cdot \sin \alpha \quad (23)$$

$$F_{xtřmen} = 5822,25 \cdot \sin 35^\circ = 3339,5 \text{ N} \quad (24)$$

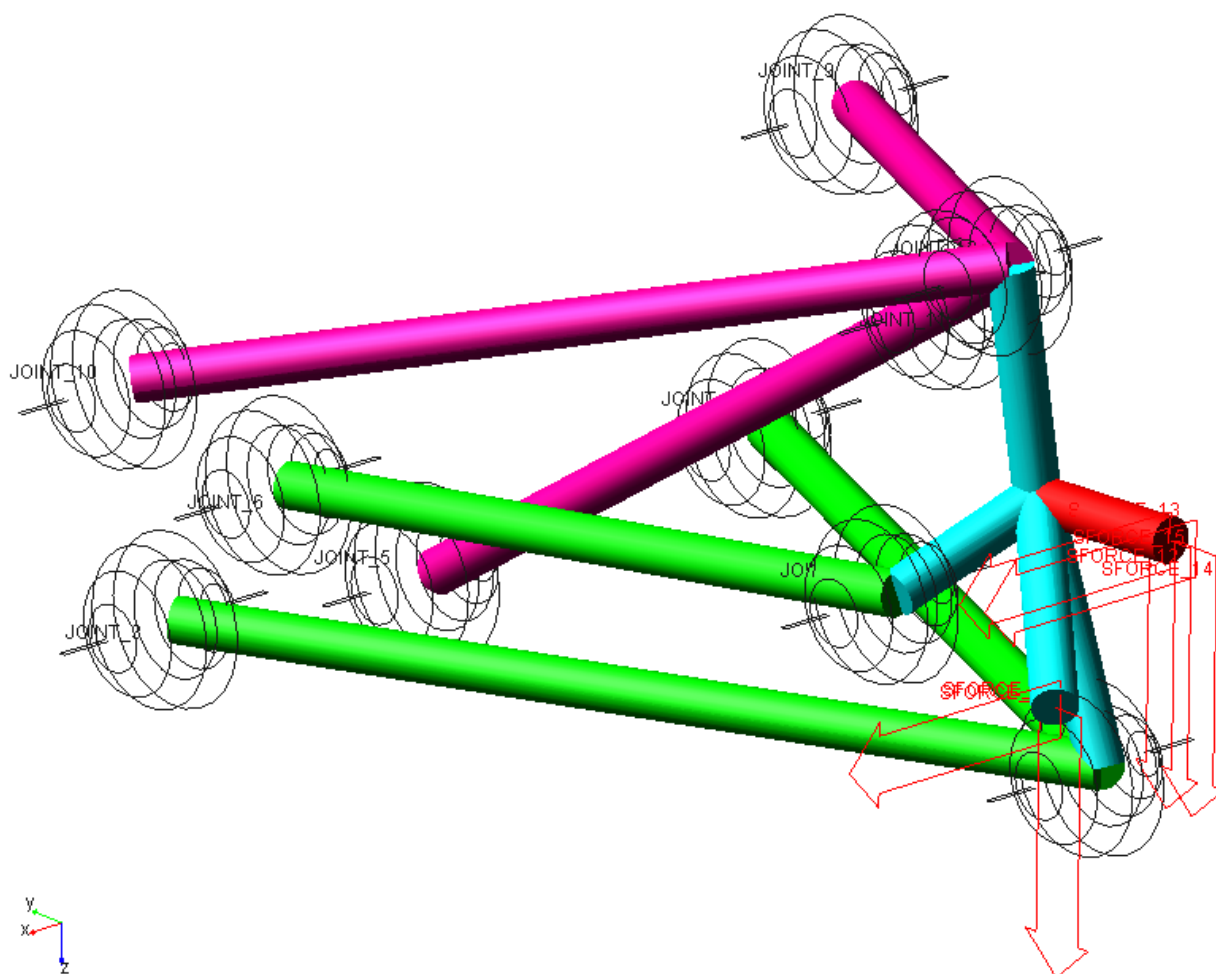
Pro svislou osu (Z):

$$F_{ztřmen} = F_{třmen} \cdot \cos \alpha \quad (25)$$

$$F_{ztřmen} = 5822,25 \cdot \cos 35^\circ = 4769,3 \text{ N} \quad (26)$$

α – úhel odklonu brzdového třmene

Moment od brzdného třmene byl zadán pomocí silové dvojice. První síla ze silové dvojice byla zadána na plochu ve středu mezi brzdovými destičkami, určenou dvěma složkami. První složka síly byla podélná o velikosti 3339,5 N, viz. výpočet rovnice (24) a směřovala v kladném směru osy X. Druhá složka síly působila svisle v záporném směru osy Z, přičemž její velikost činila 4769,3 N, viz. rovnice (26). Druhá síla silové dvojice pak byla zadána na náboj s působištem v rovině plochy umístěné mezi brzdovými destičkami. Obě složky druhé síly měly opět stejné velikosti ale opačné směry působení. Výsledné síly ve vazbách pro jízdní stav brzdění jsou zobrazeny v Tab.2. Na Obr.24 je simulační model při brzdění.



Obr.24 Simulační model zavěšení kola při brzdění

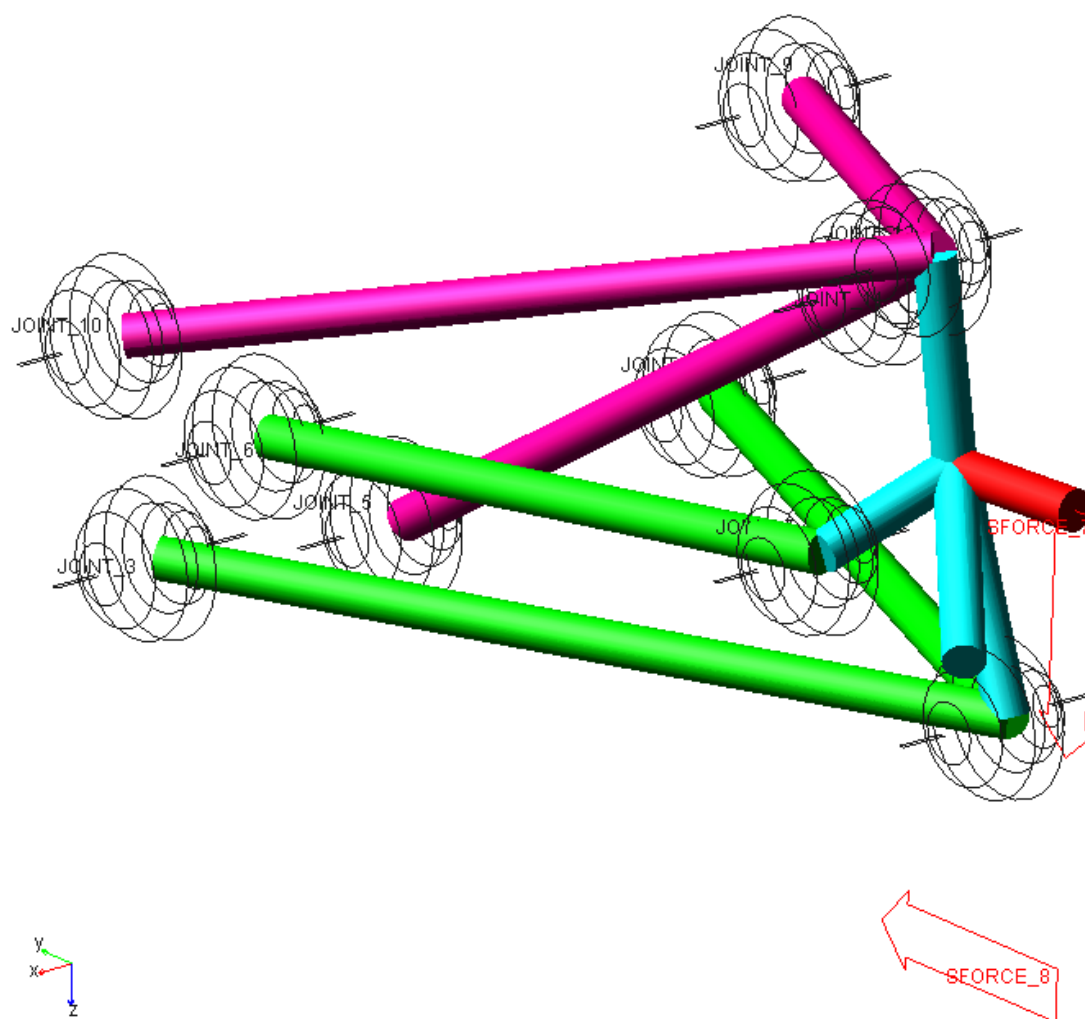
Tab.2 Síly ve vazbách při brzdění

Brzdění – Adams	F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]
Horní rameno	-1275,7	496,8	-1391,8
Dolní rameno	3545,4	-822,8	-319,7
Řídící tyč	50,3	326	31,5

5.1.3 PRŮJEZD ZATÁČKOU

Posledním zkoumaným jízdním stavem byla jízda do zatáčky. Zde na těhlici působí dvě síly. Obdobně jako při brzdění působí na nápravu dynamické zatížení (statické zatížení + load transfer) v záporném směru svislé osy Z. Velikost síly se vypočítá podobně jako v předchozím případě brzdění z rovnice (15) pro vnější kolo nebo rovnice (18) pro kolo vnitřní. V našem případě byla použita síla pro vnější kolo z důvodu většího zatížení způsobeného Load Transferem. Velikost této síly činila 1590 N. Kromě síly svislé účinkuje na těhlici ještě síla příčná o velikosti 2250 N. Ta směřuje v kladném směru osy Y a místem působí ve styku pneumatiky s vozovkou. I v tomto případě byly hodnoty sil převzaty od týmu TU Brno Racing, při uvažování bočního zrychlení 2,5 g. Níže je přiložena Tab.3 s výslednými silami ve vazbách

kloubových spojů těhlice s rameny a řídicí tyčí a Obr.25 simulačního modelu pro jízdní stav zatáčení.



Obr.25 Simulační model při průjezdu zatáčkou

Tab.3 Vazební síly při zatáčení vozidla

Zatáčení – Adams	F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]
Horní rameno	84,8	-680,7	-1679,8
Dolní rameno	-104,7	2802	77,3
Řídicí tyč	19,9	128,6	12,4

5.2 RIGID DYNAMICS

Pro porovnání výsledků ze softwaru Adams View byl použit v prostředí softwaru Ansys Workbench Multibody systém „Rigid Dynamics“, který slouží obdobně jako v Adamsu pro řešení dynamiky sestavy tuhých těles a určení sil ve vazbách při statickém zatěžování zavěšení kola. V kulových kloubech byly stejně jako v softwaru Adams použity „Spherical jointy“. Posléze byly na náboj, při brzdění i na třmen, zadávány síly pro různé jízdní stavy, jejichž velikosti a směry odpovídaly vstupním zadávaným silám a momentům v prostředí softwaru

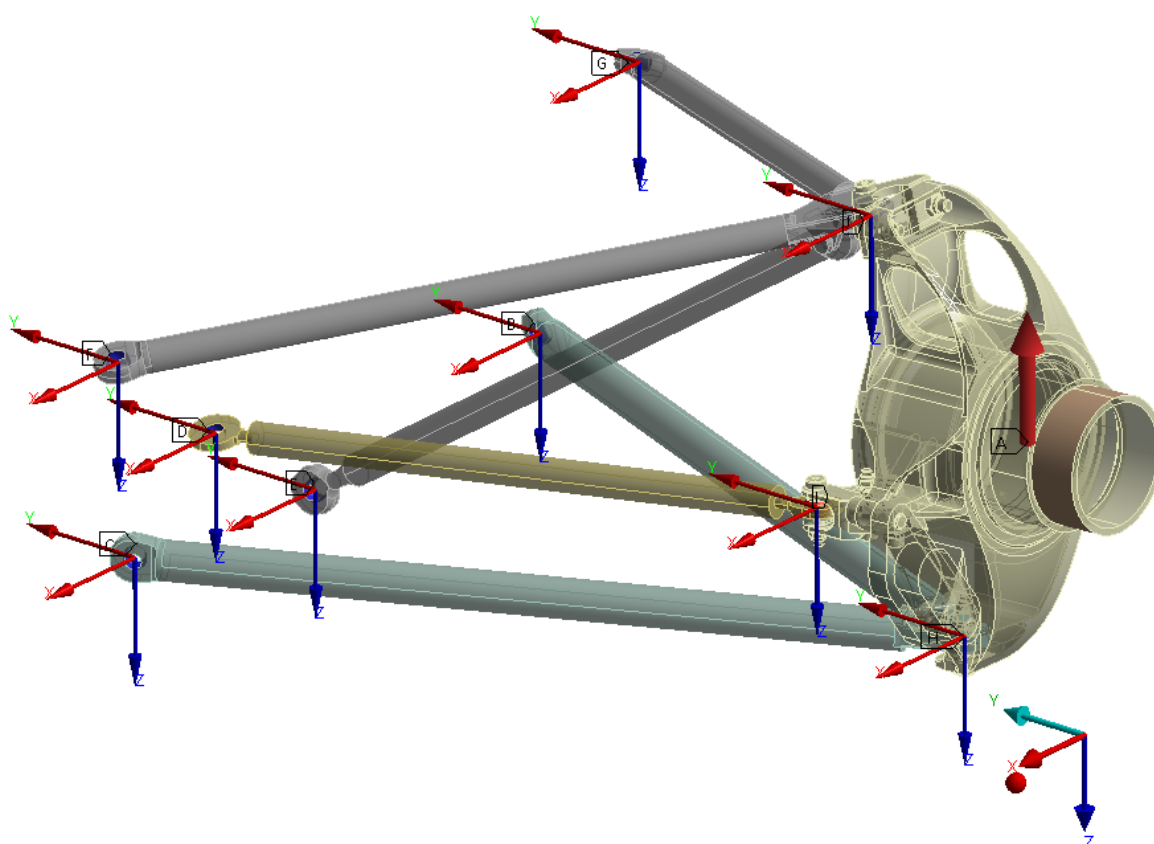
Adams View. Při tvorbě simulačního modelu v „Rigid Dynamics“ byl oproti modelu vytvořenému v softwaru Adams View použit CAD model zavěšení pravého kola. CAD model byl však pro snadnější a rychlejší výpočet zjednodušen a sestával ze 4 těles. První těleso se skládalo z těhlice, náboje, brzdového třmene, přírub a šroubových spojů, včetně ploch (kuliček) kulových kloubů těhlice. Horní rameno pak tvořilo jeden celek s pullrodem a spojovacím šroubem mezi nimi. Poslední dvě tělesa, dolní rameno a řídicí tyč nebyly nijak upravovány.

5.2.1 VOZIDLO V KLIDU

Stejně jak v softwaru Adams View byl náboj zatěžován v bodě středu kola silou odpovídající čtvrtinové hmotnosti vozidla. Směr působení síly byl opět v záporném směru osy Z souřadného systému. Tabulka, Tab.4, s výslednými silami ve vazbách je zobrazena níže. Výsledný simulační model a jeho silové zatížení je na Obr.26.

Tab.4 Výsledné hodnoty sil ve vazbách stojícího vozu vypočítaných v softwaru Ansys Workbench

Stojící vůz – Rigid Dynamics	F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]
Horní rameno	35,9	253,3	-595,6
Dolní rameno	-33,6	-238,2	-3
Řídicí tyč	-2,3	-15,1	-1,4



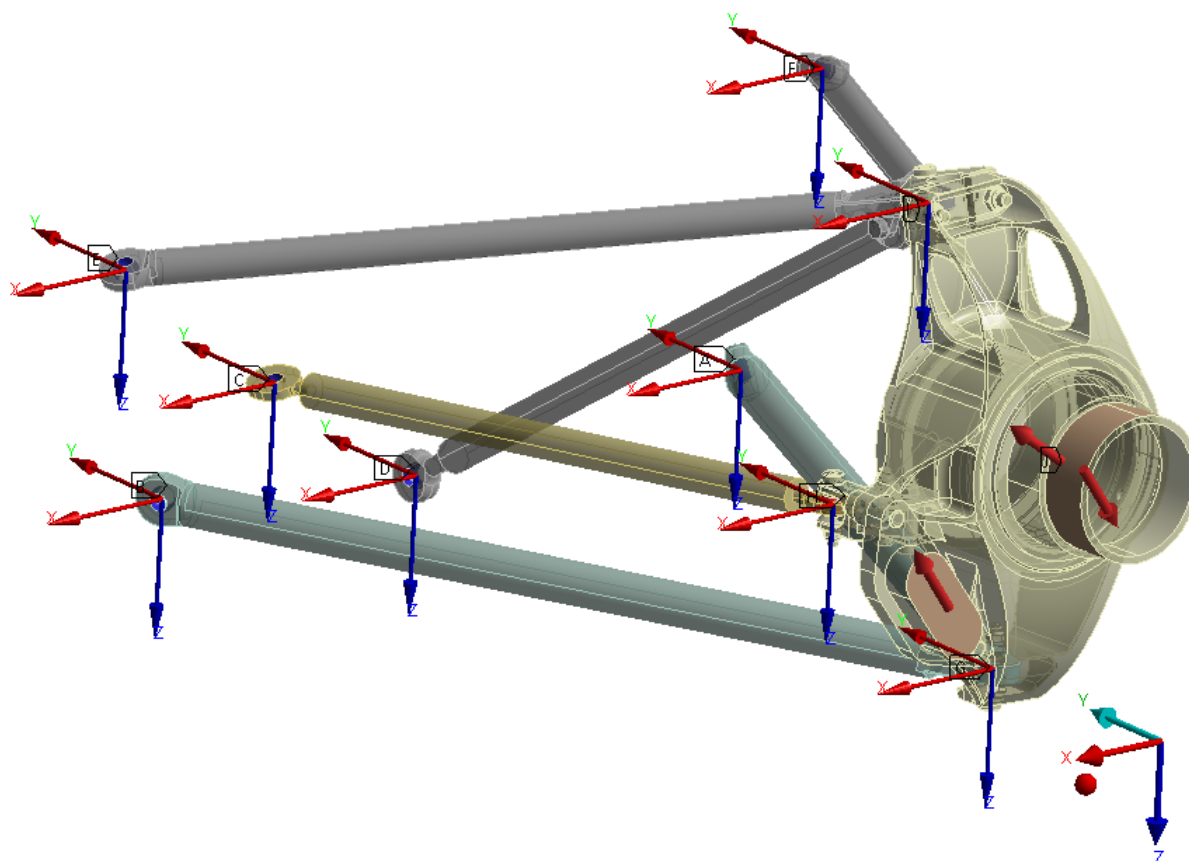
Obr.26 Simulační model stojícího vozu v Rigid Dynamics včetně zobrazených „Spherical jointů“ a silového zatížení

5.2.2 BRZDĚNÍ

Dalším jízdním stavem analyzovaným v softwaru Ansys Workbench bylo stejně jako v Adams View prudké brzdění. I zde byly síly a moment zadány do stejných míst působení a o totožných velikostech a směrech jako v Multibody systému Adams. Výsledky vypočtené v modulu Rigid Dynamics jsou v Tab.5. a simulační model pro výpočet na Obr.27.

Tab.5 Výsledné vazební síly při brzdění

Brzdění – Rigid Dynamics	F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]
Horní rameno	-1274,6	497,2	-1391,5
Dolní rameno	3544,3	-823,2	-319,6
Řídící tyč	50,3	326	31,1



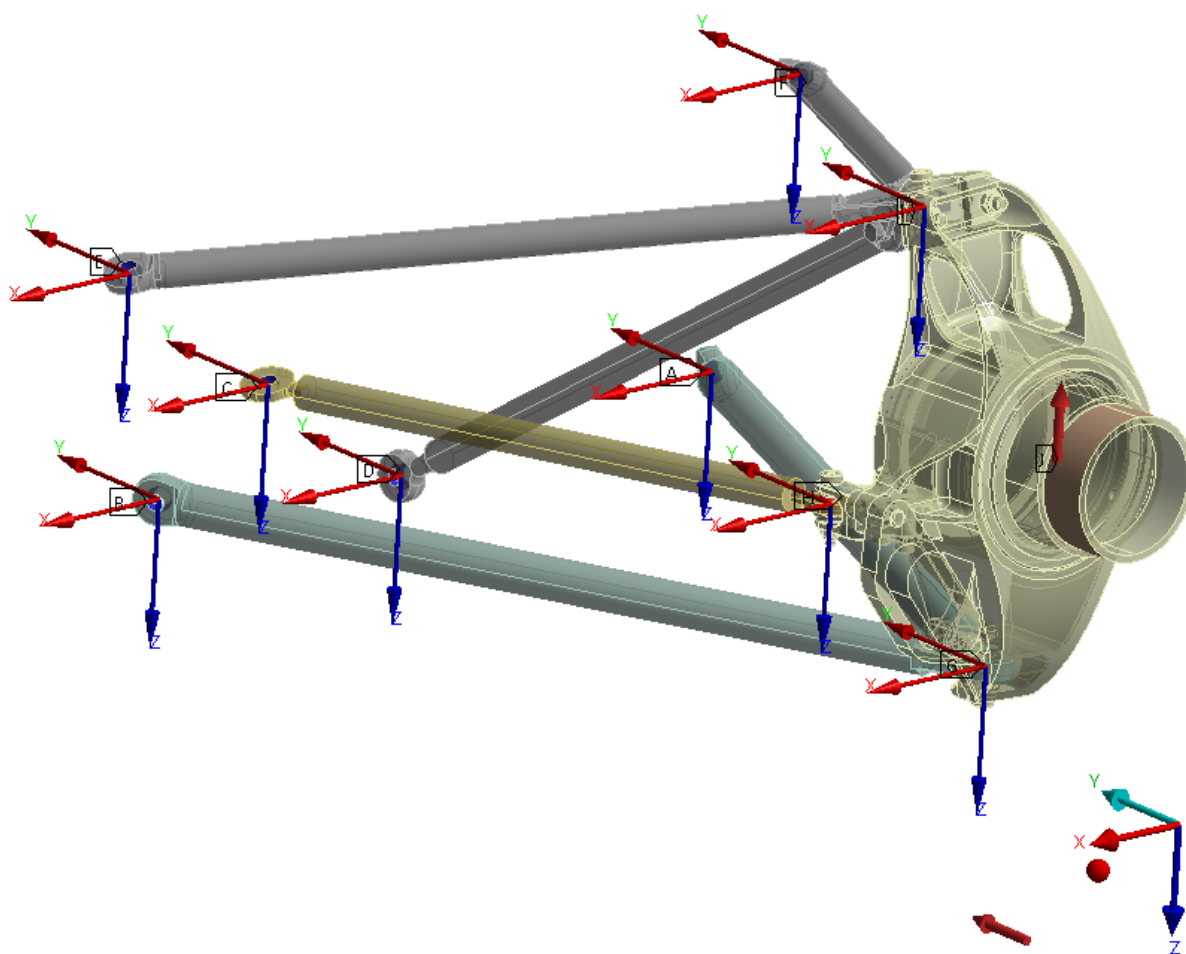
Obr.27 Simulační model brzdění

5.2.3 PRŮJEZD ZATÁČKOU

I v posledním případě byly všechny síly použity z dat týmu TU Brno Racing s působišti a velikostmi jako v kapitole 5.1.3. Výsledné síly ve vazbách jsou v Tab.6 a simulační model pro zatáčení na Obr.28.

Tab.6 Síly ve vazbách při zatáče

Zatáčení – Rigid Dynamics	F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]
Horní rameno	84,9	-679,7	-1679,6
Dolní rameno	-104,7	2801,1	77,3
Řídící tyč	19,9	128,6	12,3



Obr.28 Simulační model jízdy do zatáčky

Pro porovnání sil vypočtených v softwaru Adams View a Ansys Workbench Rigid Dynamics, při všech třech popisovaných jízdních stavech, slouží Tab.7. V ní je možno si povšimnout jen nepatrných odchylek jednotlivých složek sil. Z Tab.7 lze vyčíst, že největší rozdíl činí 1,1 N. Tento rozdíl se objevuje pro X-ové složky sil dolního a horního ramene při jízdním stavu brzdění. Tyto drobné odchylky mohou být způsobeny rozdílnými postupy výpočtů obou softwaru.

Tab.7 Porovnání výsledných sil ve vazbách obou softwaru

		Horní rameno		Dolní rameno		Řídící tyč	
		Adams	Rigid Dynamics	Adams	Rigid Dynamics	Adams	Rigid Dynamics
Stojící vůz	Fx [N]	35,9	35,9	-33,6	-33,6	-2,3	-2,3
	Fy [N]	253,5	253,3	-238,3	-238,2	-15,1	-15,1
	Fz [N]	-595,6	-595,6	-3	-3	-15,1	-1,4
Brzdění	Fx [N]	-1275,7	-1274,6	3545,4	3544,3	50,3	50,3
	Fy [N]	496,8	497,2	-822,8	-823,2	326	326
	Fz [N]	-1391,8	-1391,5	-319,7	-319,6	31,5	31,1
Zatáčení	Fx [N]	84,8	84,9	-104,7	-104,7	19,9	19,9
	Fy [N]	-680,7	-679,7	2802	2801,1	128,6	128,6
	Fz [N]	-1679,8	-1679,6	77,3	77,3	12,4	12,3

6 MKP ANALÝZY NAPJATOSTI A DEFORMACE

Tato kapitola se zaměřuje analyzováním těhlice z hlediska napjatosti a deformace pro výše uvedené jízdní stavy. Pro tento účel byl použit software Ansys Workbench ve verzi 18.1. Konkrétnější popis nastavení modelů pro zatěžování ze strany kola a ze strany zavěšení je popsán v podkapitole 6.1. Nastavení okrajových podmínek pro zatěžování od prvků zavěšení je popsáno u deformačních analýz jednotlivých jízdních stavů.

6.1 MODEL PRO ZATĚŽOVÁNÍ

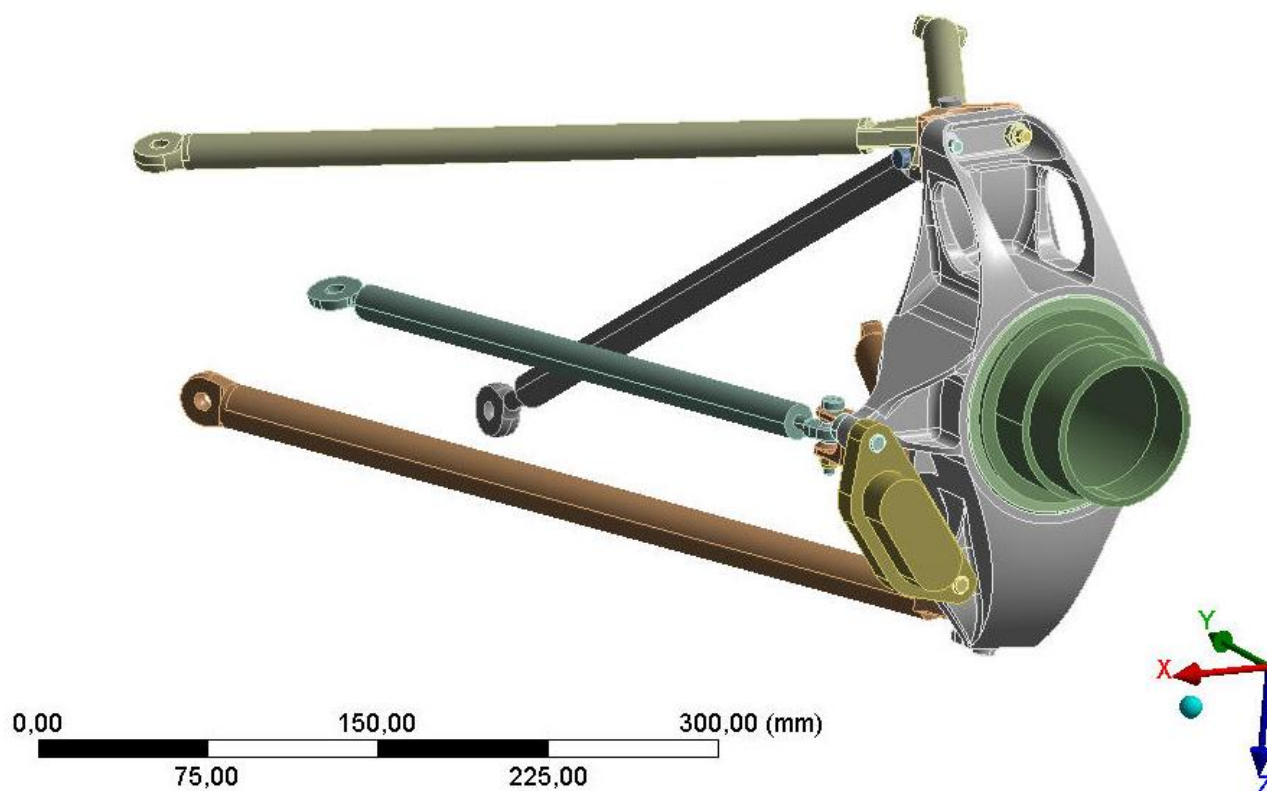
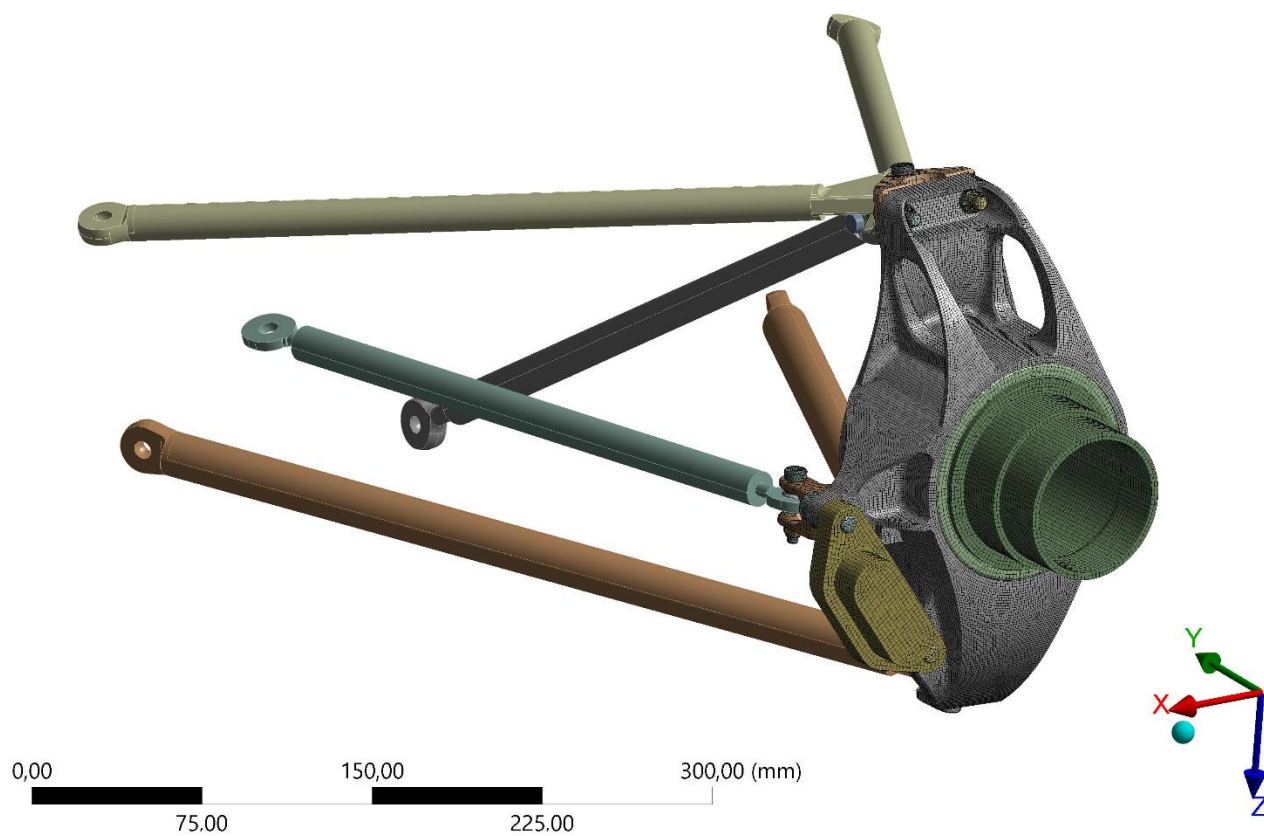
6.1.1 MODEL PRO ZATĚŽOVÁNÍ ZE STRANY KOLA

Model pro analýzy vychází z CAD modelu vytvořeného v softwaru CREO 3.0. Tento CAD model zavěšení byl podsestavou v sestavě formulového vozu, a proto bylo nejprve nutné ze sestavy vybrat potřebné části zavěšení. Posléze bylo ještě potřeba zjednodušit CAD model. Tento krok byl proveden, protože jednotlivá ramena nebyla jako celek, ale skládala se z několika částí. Využitím kopírování geometrie jednotlivých částí se podařilo spojit jednotlivé prvky v jeden celek a vytvořit z něj následně objem. Výsledkem byla čtyři objemová tělesa – horní rameno, dolní rameno, řídicí tyč a pullrod. Dalším zjednodušením bylo vymodelování jednoho tělesa, namísto šroubu z maticí pro spojení pullrodu s horním ramenem. Úpravou prošel také náboj a třmen. Tyto části byly zbaveny složitých zanedbatelných tvarových detailů.

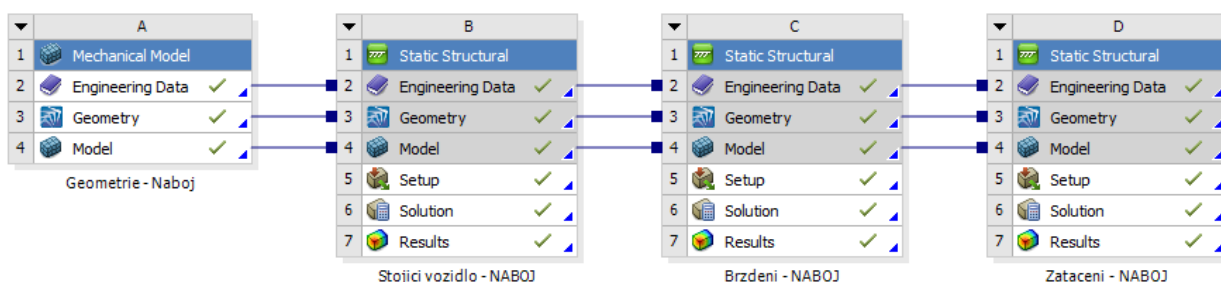
Po ukončení veškerých úprav CAD modelu mohl být vytvořen soubor pro import do softwaru Ansys Workbench. Aby bylo možné načíst *.stp soubor do prostředí softwaru Ansys, bylo nejprve potřeba vytvořit „Mechanical Model“. Do něj byl poté soubor importován s obsaženou geometrií. Dalším krokem bylo pomocí designeru SpaceClaim spojit některé části sestavy k sobě, pro snížení počtu dílů a kontaktů a snížení tak délky výpočtu. Pomocí funkce „Combine“ byly spojeny prvky jako matice s podložkami, šrouby s podložkami atd. Po tomto kroku bylo potřeba určit, zda jednotlivé díly mají být pružné nebo tuhé. V našem případě byly ramena, pullrod a řídicí tyč, včetně spojovacího šroubu a řídicí tyč nastaveny jako dokonalé tuhé „Rigid“. Zbytek dílu pak zůstal pružný „Flexible“.

Po provedení výše zmíněných kroků bylo potřeba zkontrolovat a nastavit automatický vygenerované kontakty. Po odstranění nevýznamných kontaktů se jejich počet snížil na 41. Mezi všemi díly byl nejprve nastaven kontakt „Bonded“ (slepeno). Výjimku tvoří kulové klouby spojení těhlice s rameny. Zde byly odstraněny kontakty a nahrazeny „Spherical jointy“ s typem spojení Body to Body. „Spherical jointy“ byly použity i v místech kulových kloubů ramene s vozidlem, avšak v tomto případě byl nastaven typ spojení Body to Ground.

Posledním úkolem bylo nastavení sítě v „Mechanical modelu“. Jelikož velikost prvků je úzce spjata s délkou výpočtu, bylo potřeba vytvořit takovou síť, aby byl výpočet dostatečně přesný a nebyl zbytečně dlouhý. Pro téměř všechny části sestavy byla předepsaná síť typu „Hex Dominant“. Pro těhlici byla nastavena velikost prvků 1,25 mm, pro náboj, ložiska, příruby, třmen, kulové klouby na těhlici pak 2 mm. Zbývající části tvořily šroubová spojení včetně podložek. Pro ně byla nastavená síť typu „Patch Confirming Method“ skládající se z Tetrahedrons prvků o velikosti 1,5 mm. Při tomto nastavení vzniklo 921008 nodů a 274711 elementů. Vysítovaný model je na Obr.30.

*Obr.29 Model pro zatěžování ze strany kola**Obr.30 Vysíťovaný model zavěšení*

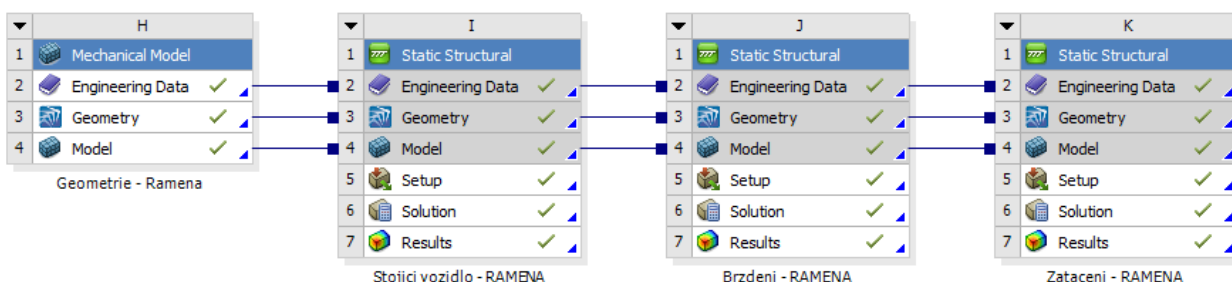
Následovalo vytvoření analýzy „Static Structural“ pro všechny tři jízdní stavy a přetažení do nich geometrie a modelu vytvořeného v „Mechanical Modelu“. Vzniklo tak projektové schéma pro zatěžování ze strany kola, viz. Obr.31. V něm bylo zapotřebí v kolonce „Setup“ systému analýzy určit zátěžné účinky pro dané jízdní stavy. Zátěžné účinky budou popsány v podkapitolách níže. Posledním krokem bylo potřeba v kolonce „Solution“ vybrat co chceme analyzovat. Vybral jsem deformaci a redukované napětí dle Von Misesa a přiřadil je na těhlici. Výsledky budou podrobněji popsány v dalších kapitolách jednotlivých jízdních stavů.



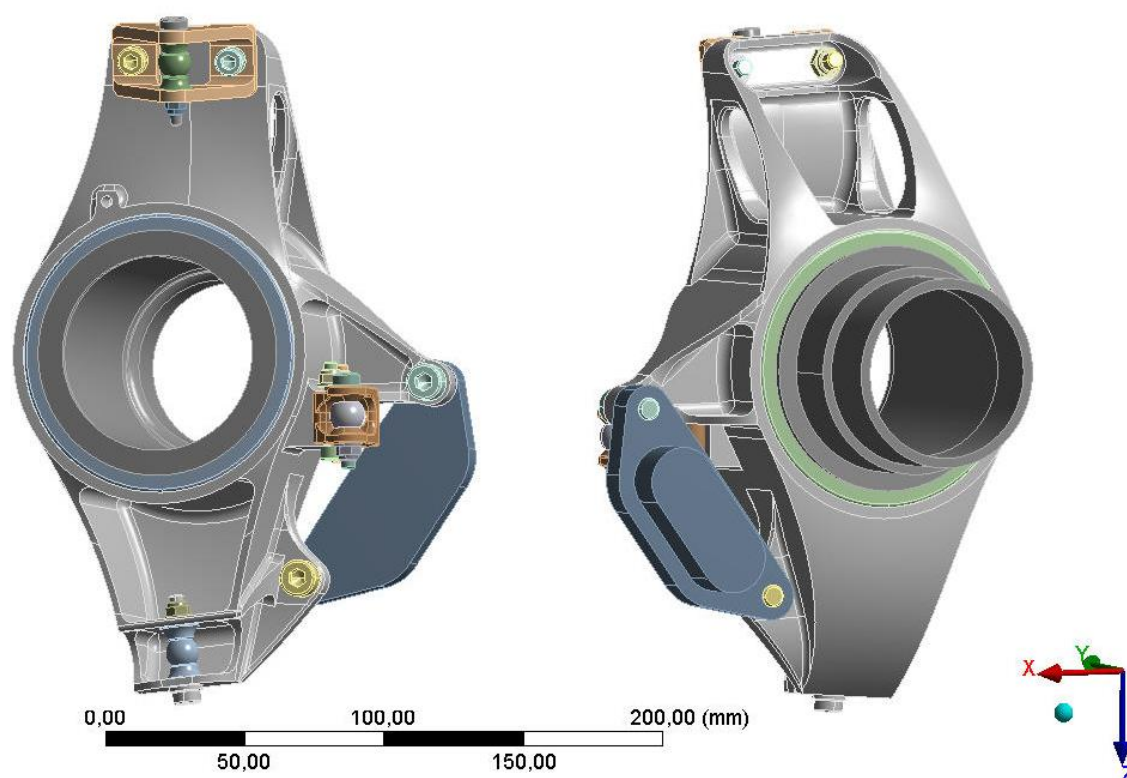
Obr.31 Projektové okno při zatěžování od kola

6.1.2 MODEL PRO ZATĚŽOVÁNÍ ZE STRANY PRVKŮ ZAVĚŠENÍ

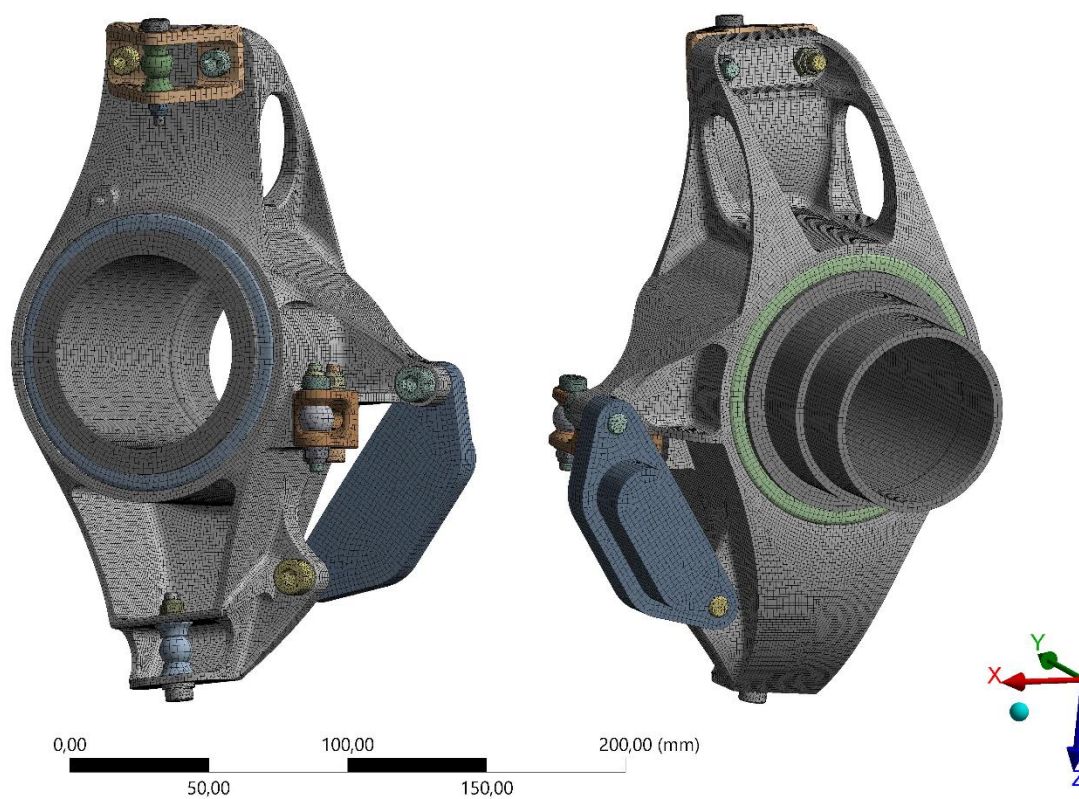
Model pro zatěžování ze strany ramen vychází z téhož modelu, jaký byl popsán výše v kapitole 6.1.1. Jediným rozdílem je, že před vytvořením výstupního souboru *.step byly odstraněny veškeré prvky zavěšení (ramena atd.). Absence ramen v modelu byla vysvětlena v kapitole 5.1, kdy hlavní roli přitom hrála statická neurčitost při výpočtu vazebních sil. V prostředí Ansys byly úpravy modelu prováděny stejně jako pro model zatěžování ze strany kola. Opět byl použit příkaz „Combine“ v design modeléru SpaceClaim. Všechny části sestavy byly nastaveny jako pružné „Flexible“ a kontakty nastaveny „Bonded“. Pro vytvoření sítě byly použity stejné typy prvků „Hex Dominant“ a „Tetrahedrons“ o totožných velikostech. Následně byly vytvořeny analýzy pro zkoumané jízdní stavy. V kolonce „Setup“ byly nastaveny zátěžné účinky a v „Solution“ nastavena analýza deformací a napjatosti podle Von Misesa. Na Obr. 32 je zobrazeno projektové okno pro zatěžování ze strany zavěšení, na Obr.33 model pro zatěžování a Obr.34 model s již vytvořenou sítí.



Obr.32 Projektové okno při zatěžování od zavěšení



Obr.33 Model pro zatěžování od prvků nápravy



Obr.34 Vysíťovaný model

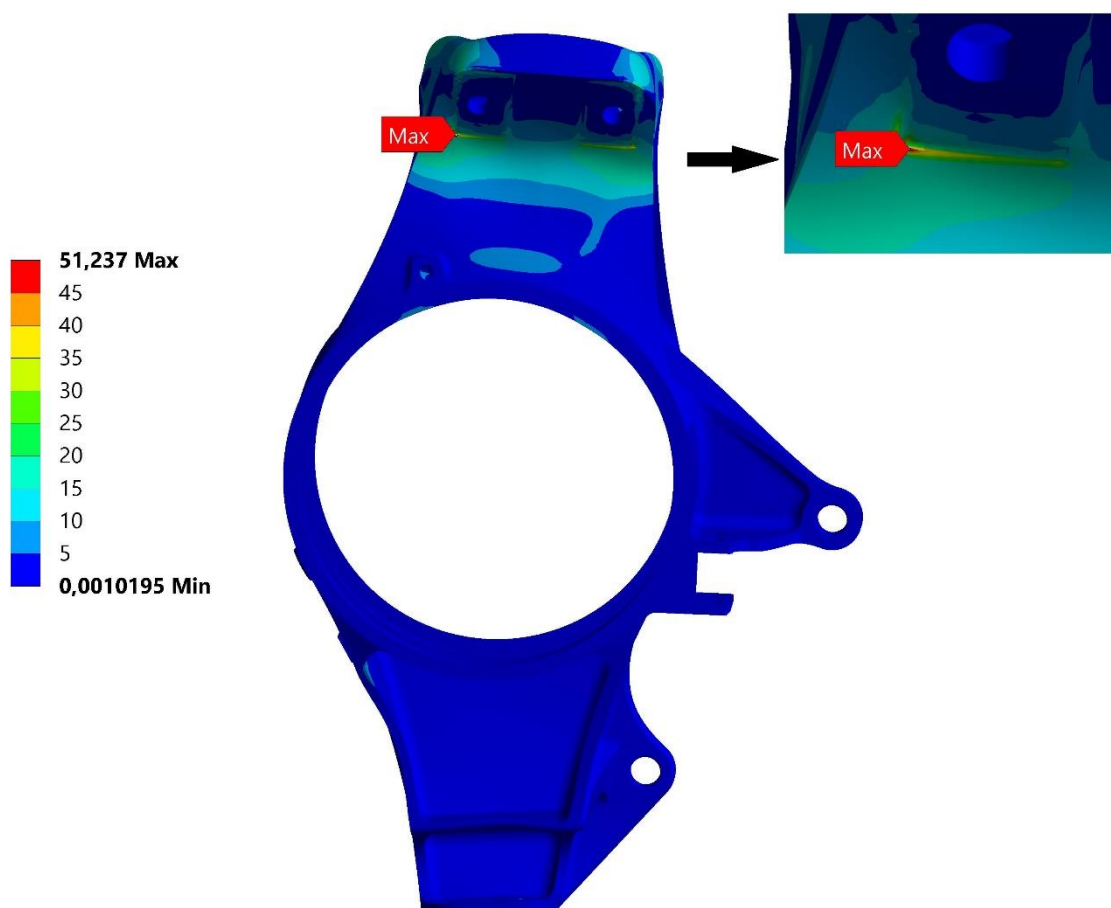
6.2 VOZIDLO V KLIDU

6.2.1 ZATÍŽENÍ ZE STRANY KOLA

Při zatěžování ze strany kola u vozidla v klidu působí na těhlici jedná síla. Její velikost a směr byly již popsány v kapitole 5.1.1 při určování vazebních sil. Schéma simulačního modelu je obdobné jako na Obr.26 kapitoly 5.2.1.

ANALÝZA NAPJATOSTI

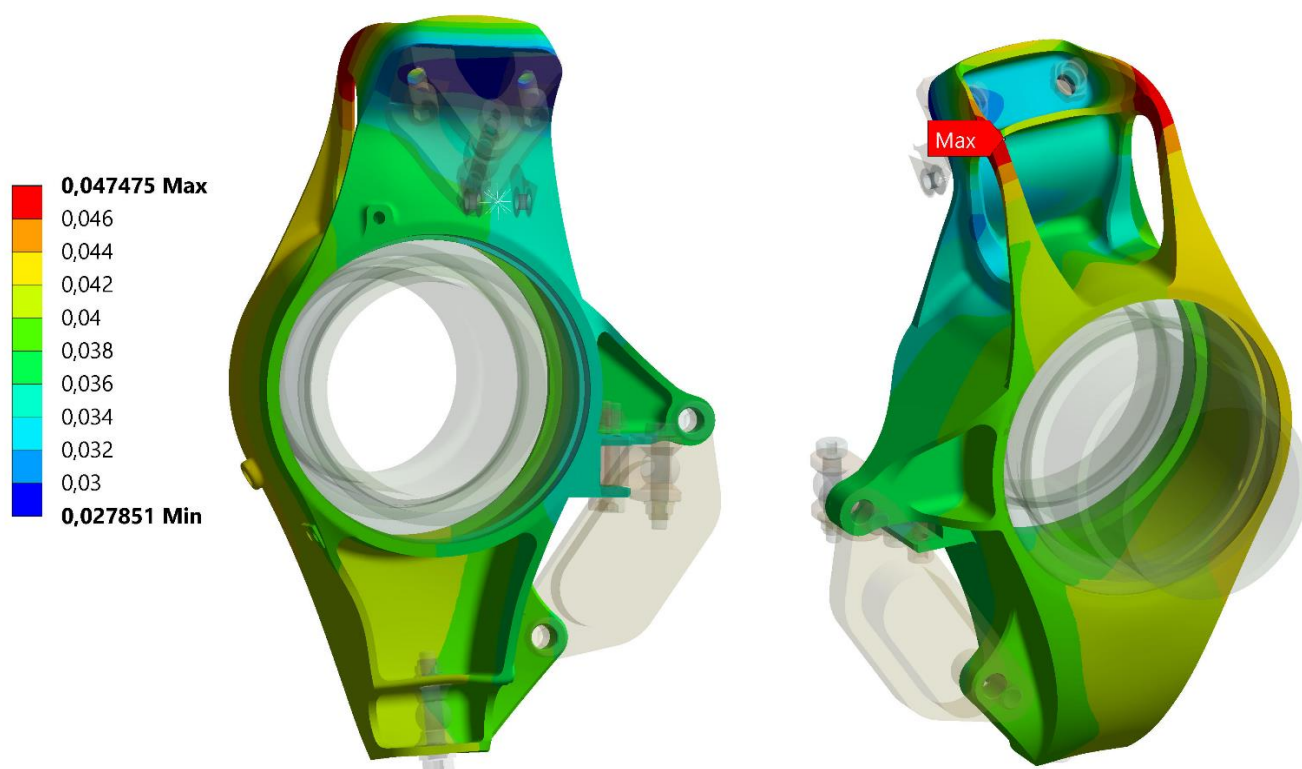
Z napjatosti analýzy vyplývá, že maximální redukované napětí působí v horní části těhlice pod přírubou, blíže přední části horního ramena. Napětí dle hypotézy HMM (Von Mises) zde nabývá hodnoty 51,24 MPa. Oblast s maximálním napětím odpovídá skutečnosti, neboť vlivem působení zátěžné síly dochází k ohybu horní části těhlice, která je tažena přes přírubu horním ramenem. Konkrétní místo, ve kterém vzniká maximální napětí v ohýbané oblasti, je dáno geometrií těhlice. Rozložení napětí na těhlici je zobrazeno na Obr.35.



Obr.35 Napjatost těhlice stojícího vozidla

ANALÝZA DEFORMACÍ

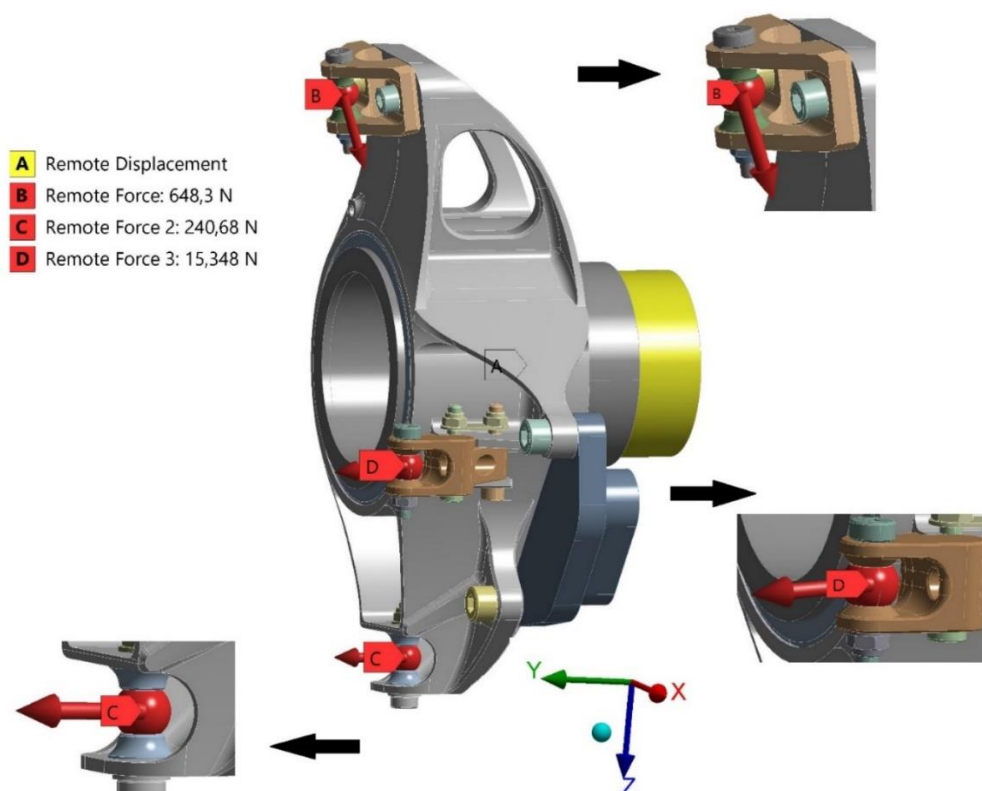
Horní rameno působí na těhlici směrem dolů a deformuje tak její horní část. Při pohledu na Obr.38 je vidět, že k největší deformaci dochází v horní části v místech odlehčení těhlice. Vznikne nebezpečné místo s malým množstvím materiálu náchylnějším na možné porušení, které může vést k destrukci těhlice. Maximální hodnota deformace v místě dosahovala 0,0475 mm. Deformace těhlice při zatěžování ze strany kola je na Obr.36.



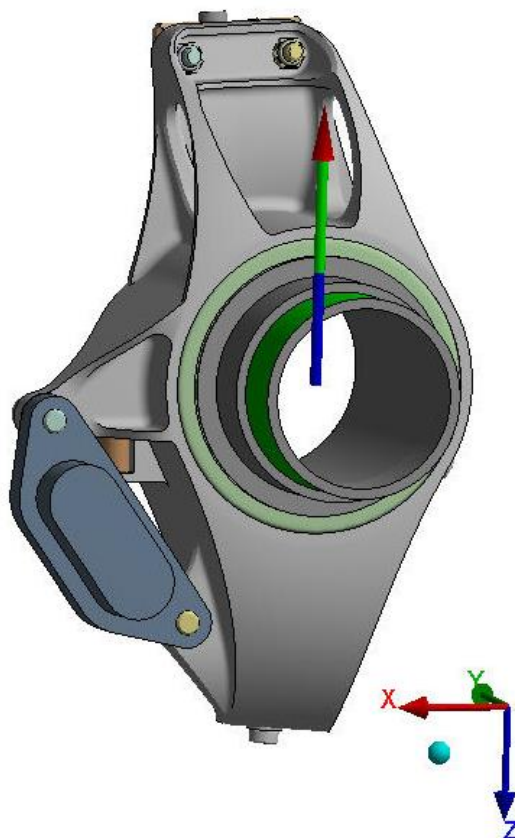
Obr.36 Deformace těhlice stojícího vozidla

6.2.2 ZATÍŽENÍ ZE STRANY ZAVĚŠENÍ NÁPRAVY

V případě zatěžování od zavěšení byly na těhlici zadány tři síly, které působily v kulových kloubech těhlice. Velikosti a směry sil byly vzaty z výpočtu v softwaru Adams View (kapitola.5.1.1). Ten vypočítal síly vazební. K analýze je však potřeba síly reakční, které působí opačně, proto byla u všech složek sil změněna znaménka. Místo působení reakčních sil je totožné s kinematickými body simulačního modelu vytvořeného v softwaru Adams View. Na plochu náboje byla pro upevnění použita vazba „Remote Displacement“ s umístěním ve středu kola. Výhodou této vazby je snadné určování stupňů volnosti pro jednotlivé osy. V případě stojícího vozu došlo k zamezení pouze všech posuvů a rotace zůstaly povoleny. Pro ověření správnosti zamezených stupňů volnosti byl proveden v Ansysu výpočet reakční síly v místě „Remote Displacementu“. Výsledkem byla síla rovnající se velikosti i směrem zátěžné síle ze strany kola. Model se zátěžnými silami působícími na těhlici je zobrazen na Obr.37. a reakční síla „Remote Displacementu“ na Obr.38.



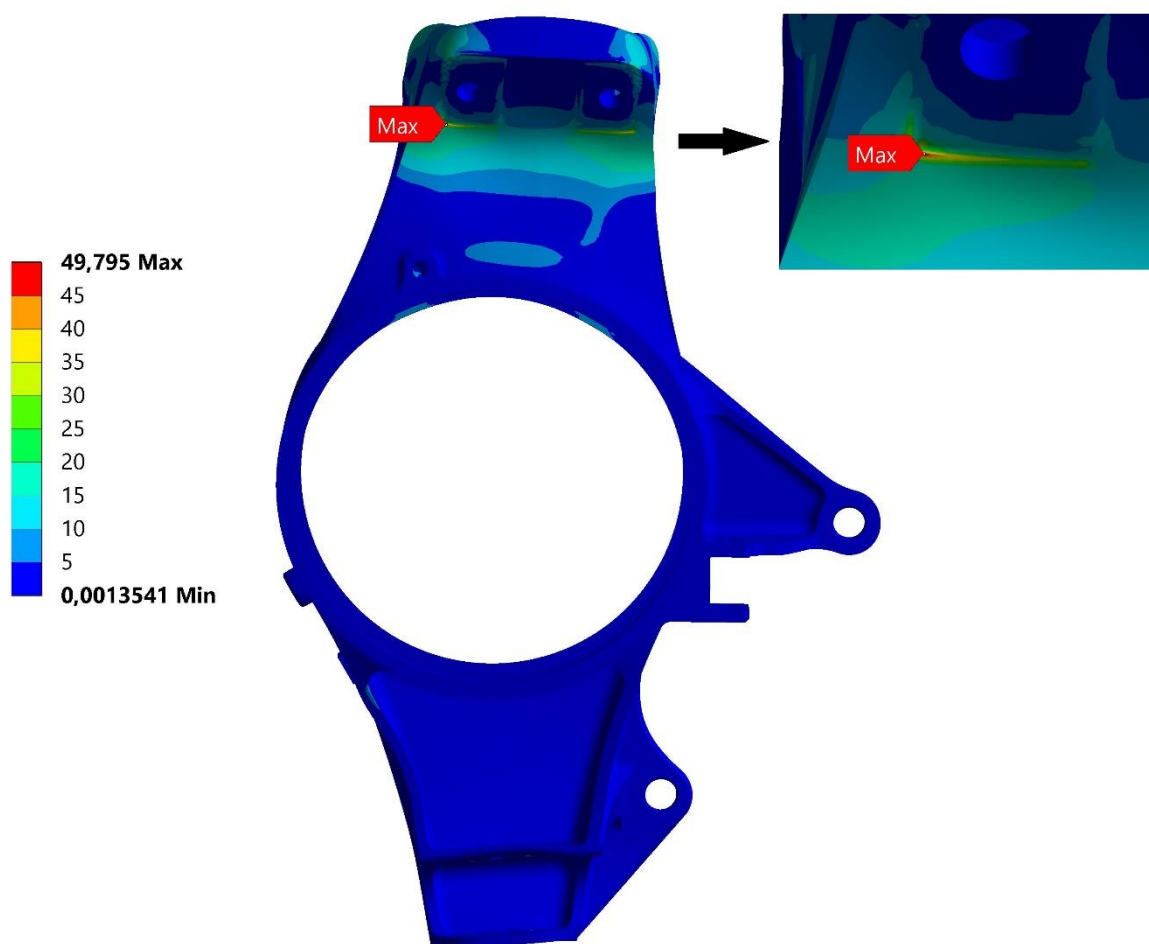
Obr.37 Silové zatížení těhlice ze strany ramen



Obr.38 Reakční síla ve vazbě „Remote Displacement“

ANALÝZA NAPJATOSTI

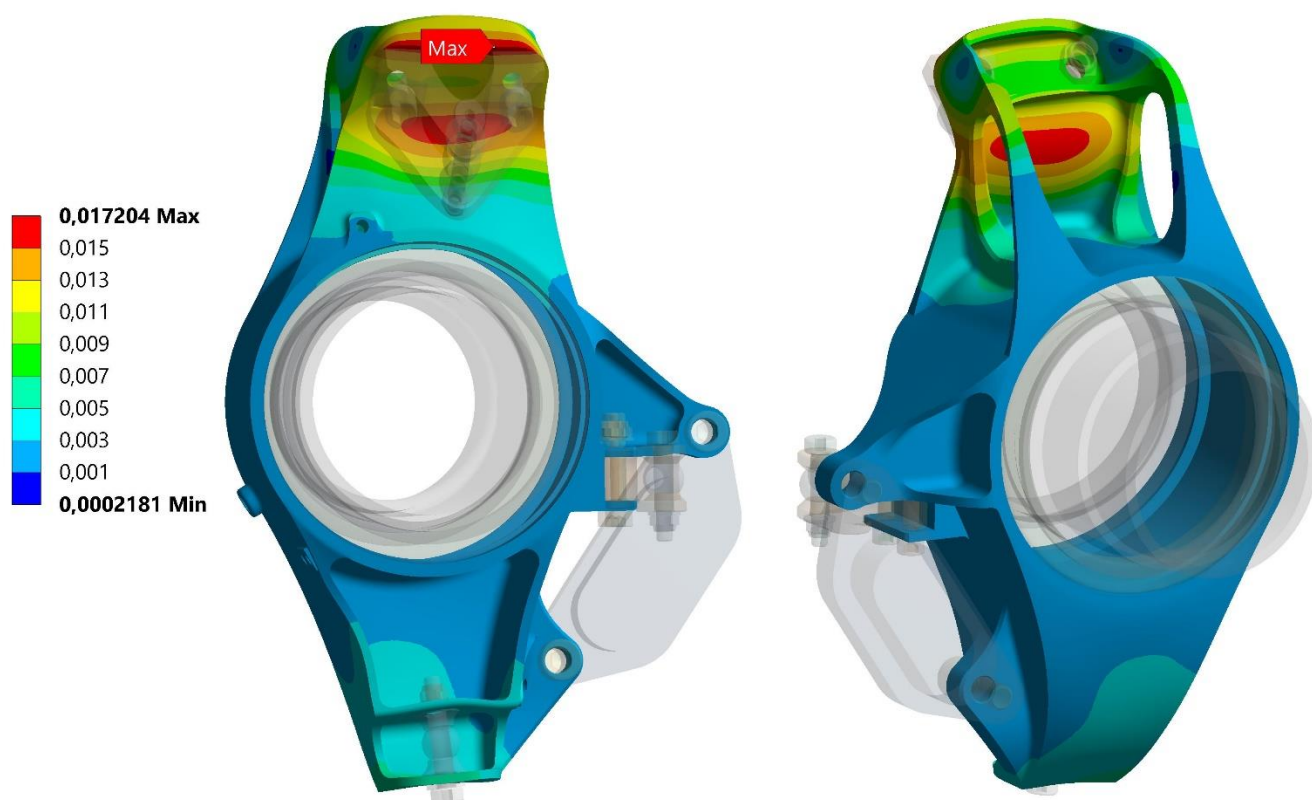
U zatěžování ze strany zavěšení vychází hodnota maximální redukované napětí 49,8 MPa. Při porovnání s maximálním napětím při zatěžování od kola lze říci, že jsou oba zátěžné stavy z hlediska napjatosti ekvivalentní. Rozdíl maximálního napětí, 1,44 MPa, může být způsoben drobnými odlišnostmi sítě. Oblasti s maximálním napětím se shodují, viz. Obr.39.



Obr.39 Napětí na těhlici stojícího vozidla zatěžovaného od ramen zavěšení

ANALÝZA DEFORMACÍ

Porovnáním Obr.36 a Obr.40 si lze povšimnout, že tvar deformací vyšel v obou případech zatěžování (od zavěšení, od kola) téměř stejný. Místa a hodnoty s maximálními deformacemi při zatěžování z jedné či druhé strany se neshodují z důvodu rozdílných míst upevnění. Pro oba způsoby zatěžování by bylo potřeba vytvořit složitější postup porovnávání číselných hodnot. Tomu odpovídá kromě odlišného místa působiště maximální deformace i její rozdílná velikost, 0,033 mm. Tento fakt potvrzuje, že takto nelze jednoduše číselně porovnávat deformace využitím dvou odlišných způsobů zatěžování.



Obr.40 Deformace těhlice zatěžované ze strany zavěšení

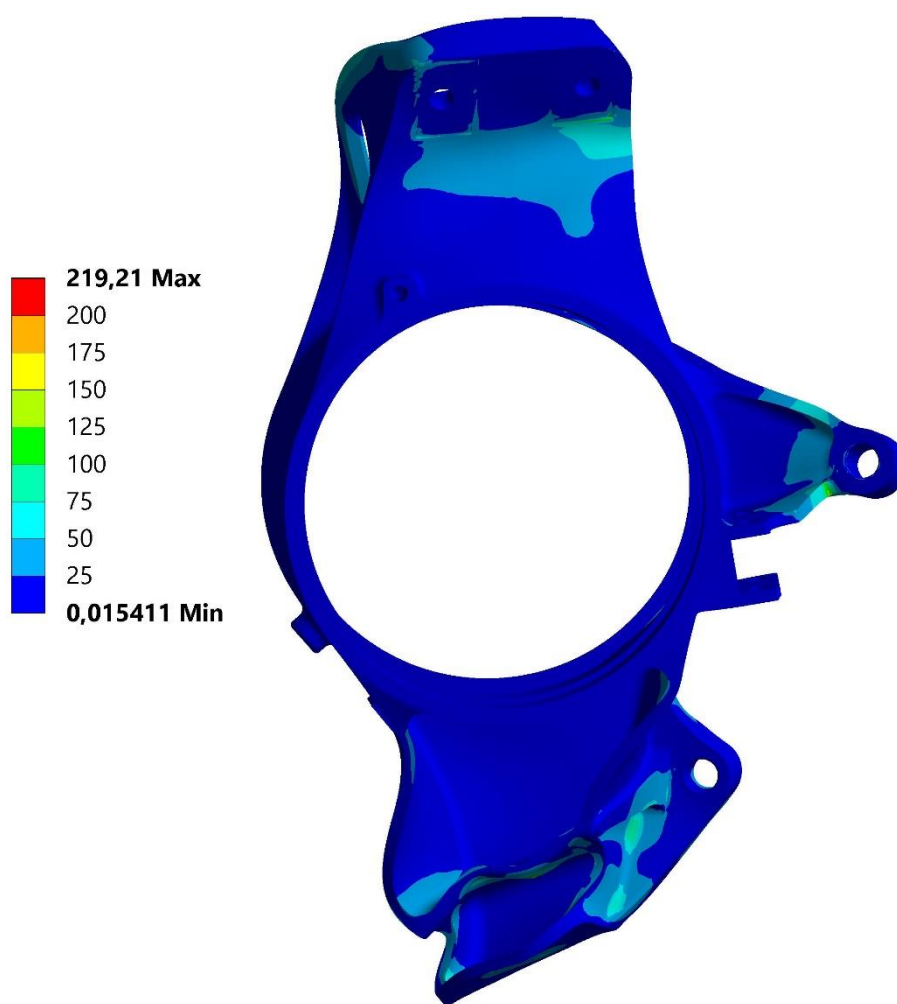
6.3 BRZDĚNÍ

6.3.1 ZATÍŽENÍ ZE STRANY KOLA

Při zatěžování ze strany kola u brzdícího vozidla působí na těhlici dvě síly a jeden moment. Jejich velikosti a směry byly již popsány v kapitole 5.1.2 při určování vazebních sil. Schéma simulačního modelu je obdobné jako na Obr.27 kapitoly 5.2.2.

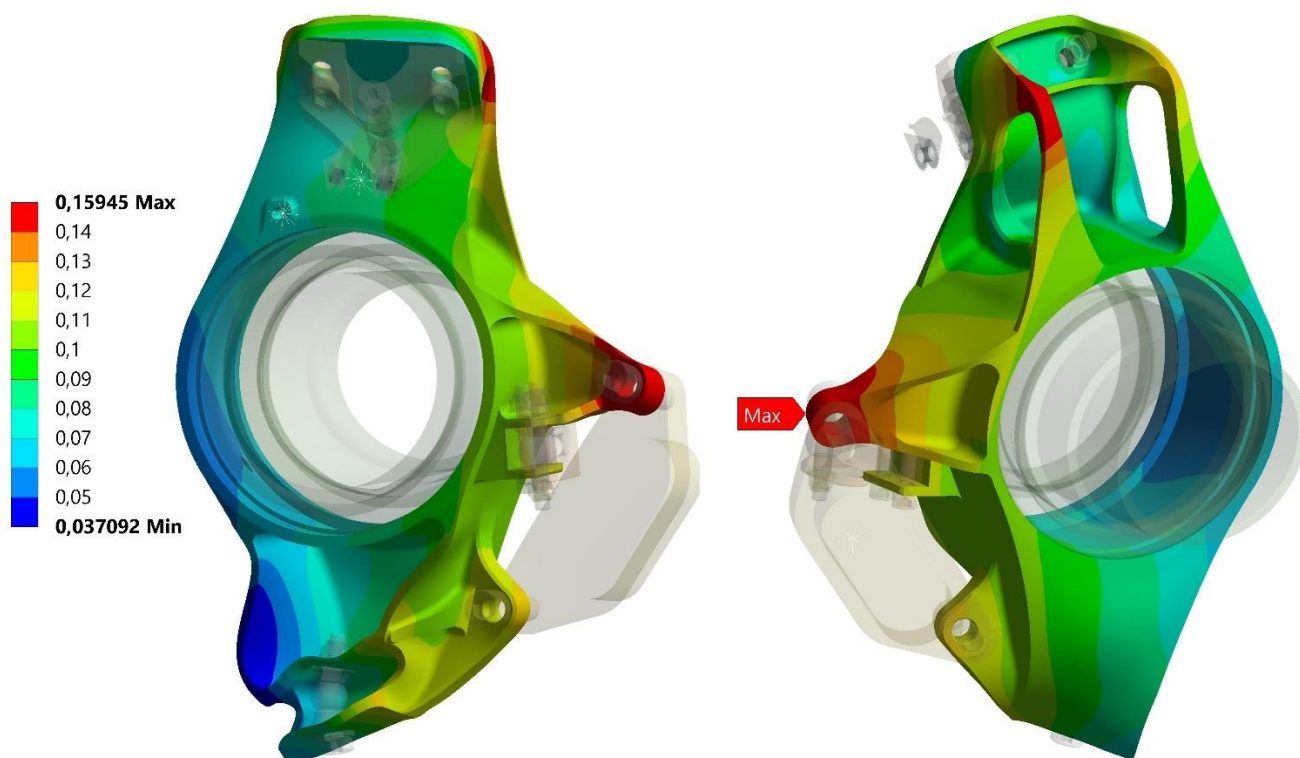
ANALÝZA NAPJATOSTI

Při brzdění je nejvíce namáhán brzdný třmen reakcí od brzdné síly, tudíž maximální napětí na těhlici lze očekávat v blízkosti spojení se třmenem. Hodnota maximálního redukovaného napětí dle hypotézy HMM (Von Mises) na těhlici vyšla 219,21 MPa. Maximální napětí je vyšší nejméně o 100 MPa než v případě stojícího vozu a průjezdu zatáčkou. To je zapříčiněno velkou silou působící na třmen, která je v porovnání s dalšími silami podstatně větší. Na Obr.41 je zobrazeno rozložení napětí v materiálu těhlice.

*Obr.41 Napětí při zatáčení*

ANALÝZA DEFORMACÍ

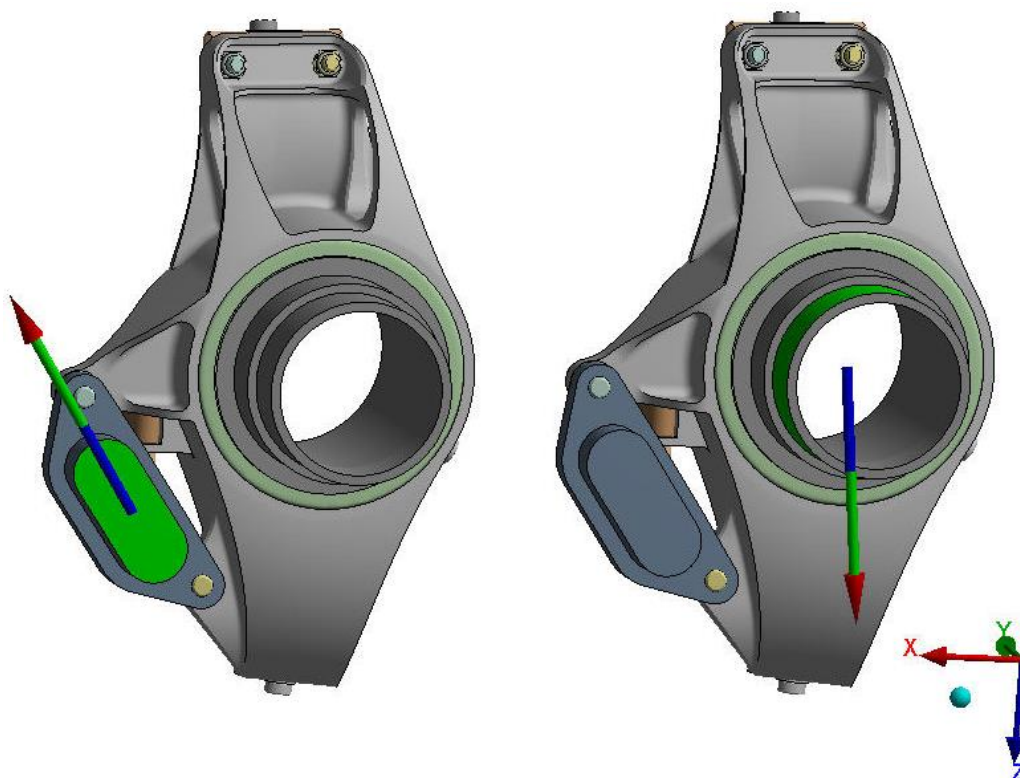
Maximální deformace se nachází v horním spoji těhlice se třmenem. Tento fakt lze předem odhadnout, neboť v tomto místě je i maximální napětí. Dalším vodítkem mohl být tvar spoje, včetně množství materiálu ve spoji. Brzdění je nejhorším ze tří zkoumaných jízdních stavů pro přední těhlici, protože kromě velkého momentu působícího na třmen, dochází k nárustu síly na těhlici vlivem přenosu zatížení na přední nápravu. Výsledný tvar deformace je na Obr.42. Síly působící na těhlici kroutí těhlici kolem svislé osy Z. Horní část těhlice je natáčena do zadu a dolní část dopředu. Kromě toho je horní spoj pro připevnění třmenu natáčen ve stejném směru jako dolní část těhlice. Na Obr.42 je zobrazena celková deformace těhlice při stavu brzdění zatěžovaném ze strany kola včetně vyznačené maximální deformace 0,159 mm.



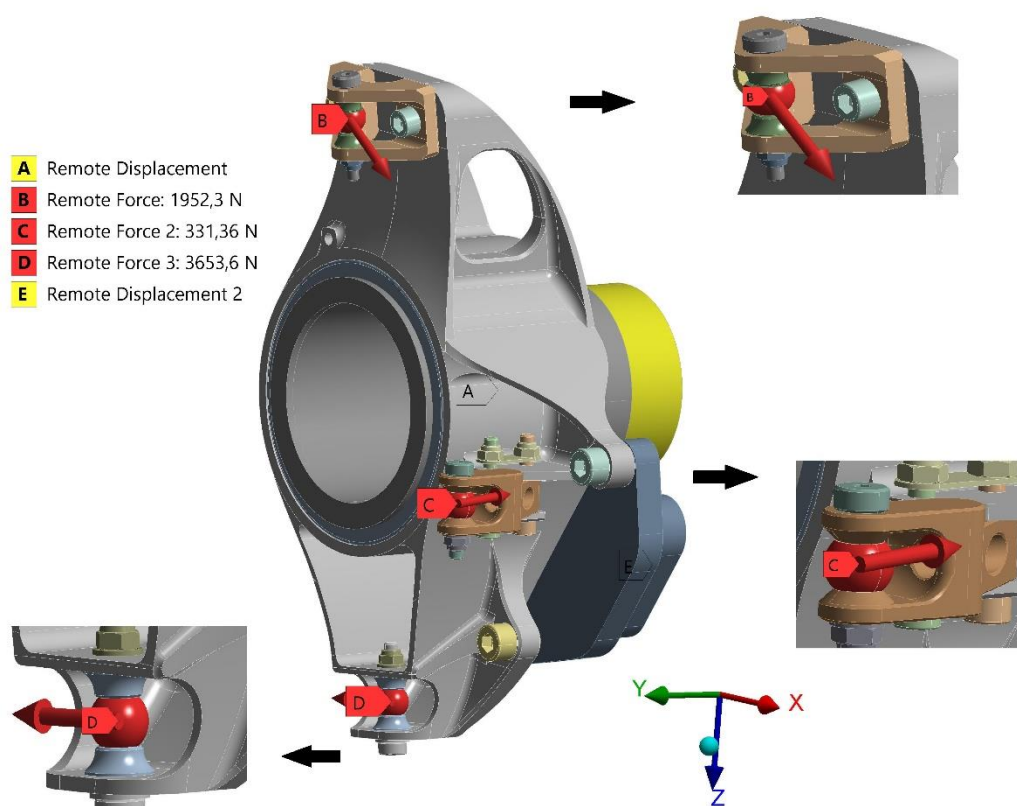
Obr.42 Deformace těhlice během brzdění

6.3.2 ZATÍŽENÍ ZE STRANY ZAVĚŠENÍ NÁPRAVY

Stejně jako při zatěžování od prvků zavěšení stojícího vozidla, byly i v tomto případě zadány na kulové klouby těhlice tři síly, převzaté z výpočtu v softwaru Adams View. Silám zadávaným do analýzy byly následně změněny znaménka, viz. vysvětlení v kapitole 6.2.2. Pro případ brzdění byly použity dvě vazby „Remote Displacement“. První na plochu náboje s umístěním v bodě středu kola, druhá pak na plochu ve středu mezi brzdovými destičkami. V první vazbě (náboj) došlo k zamezení všech posuvů a rotací v osách X a Z. Ve vazbě brzdových destiček pak byly zamezeny posuvy X a Z a rotace Y. Pro kontrolu byl opět proveden výpočet reakčních sil v těchto vazbách. Výsledky se v tomto případě zcela neshodovaly se silami zadávanými při zatěžování od kola. Výsledky reakčních sil ve vazbách „Remote Displacement“ jsou na Obr.43. Jednotlivé zátěžné síly působící na model jsou zobrazeny na Obr.44.



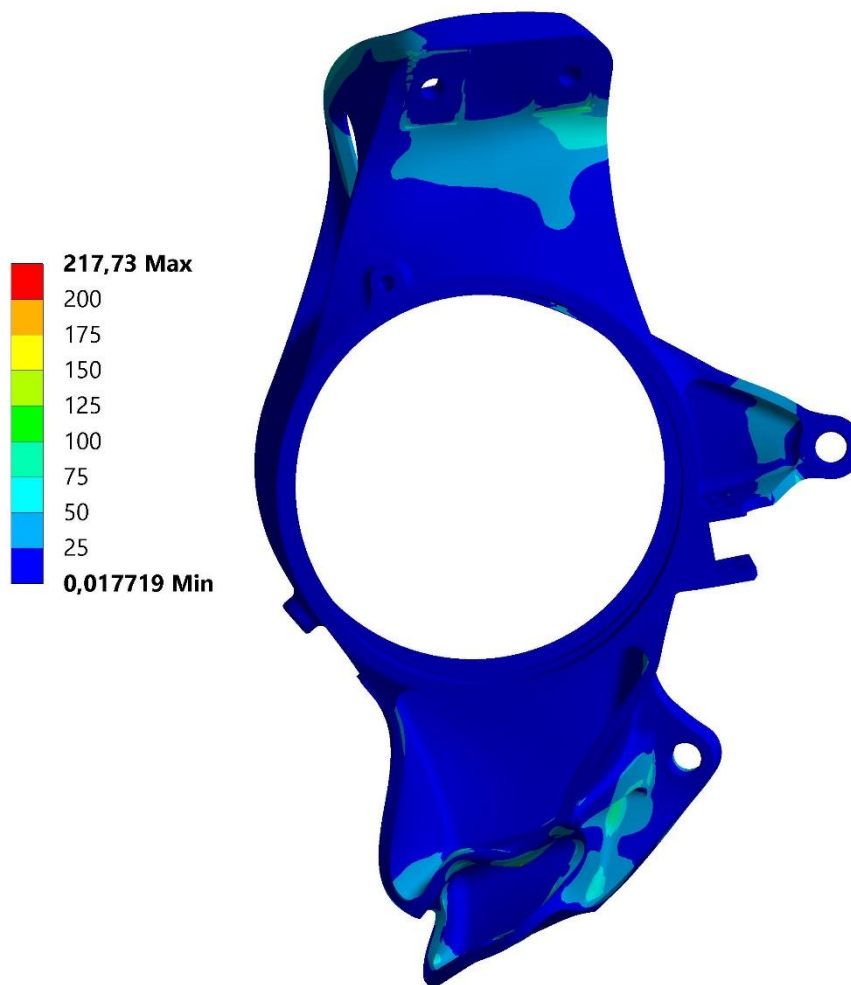
Obr.43 Reakční síly ve vazbách plochy brzdných destiček a náboje



Obr.44 Zátěžné síly působící na těhlici

ANALÝZA NAPJATOSTI

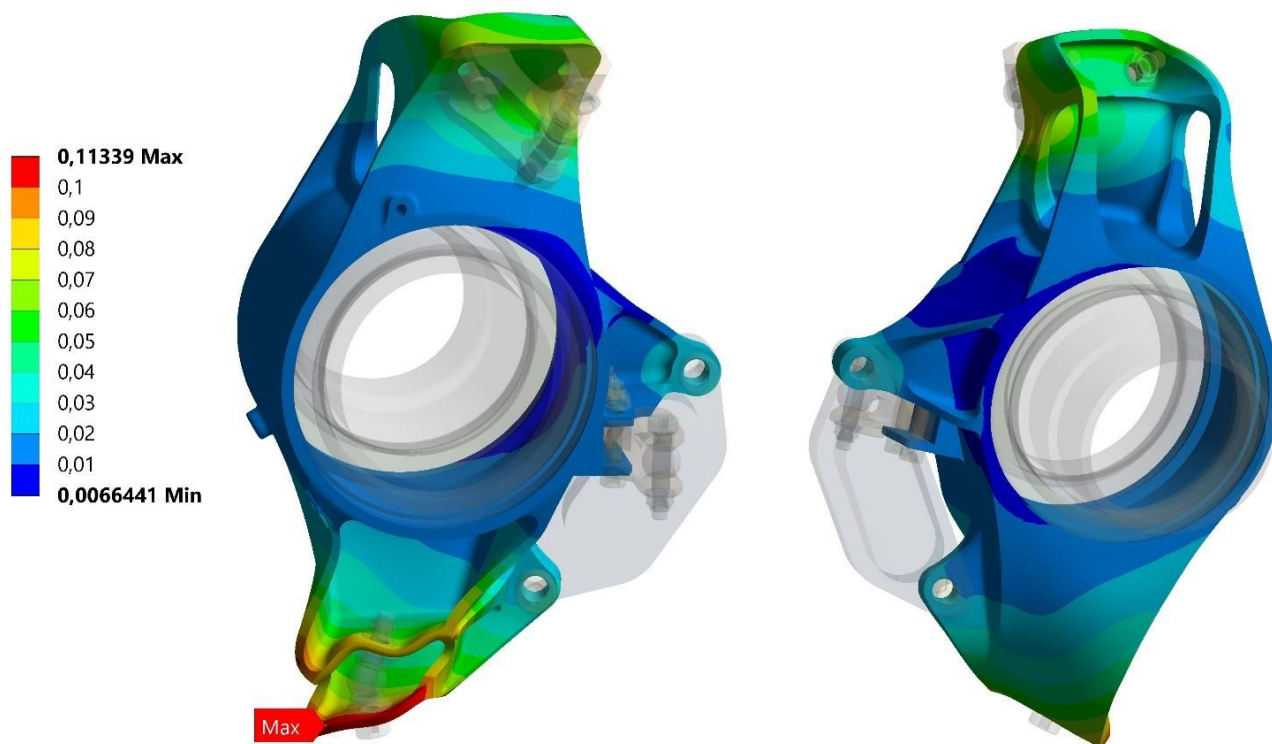
U zatěžování ze strany prvků zavěšení vychází hodnota maximálního redukovaného napětí dle hypotézy HMH (Von mises) 217,73 MPa. Maximální redukované napětí se tak blíží hodnotě při zatěžování od kola. Porovnáním napjatosti při zatěžování ze strany kola a zatěžování ze strany prvků zavěšení lze konstatovat, že celkové rozložení napětí na těhlici se téměř shoduje. Obr.45 celkové rozložení napětí na těhlici.



Obr.45 Rozložení napětí na těhlici

ANALÝZA DEFORMACÍ

I u brzdění jsou při porovnání obou způsobů zatěžování (od kola, od zavěšení) tvary deformací podobné. Liší se však místem a velikostí maximální deformace. Příčiny jsou obdobné jak bylo popsáno v deformační analýze vozidla v klidu zatěžovaného ze strany zavěšení nápravy (kap.6.2.2). Celkový průběh deformace je na Obr.46.



Obr.46 Průběh deformace při brzdění a zatěžování ze strany od ramen

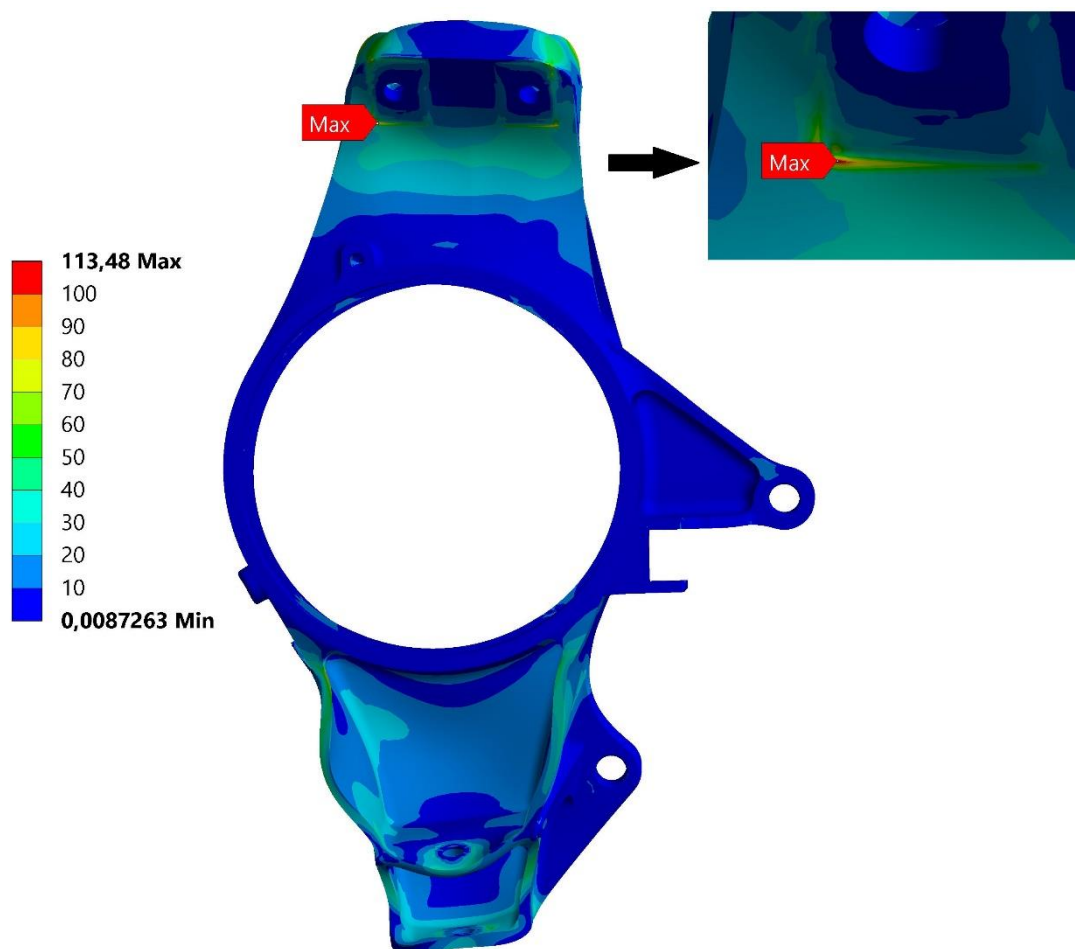
6.4 PRŮJEZD ZATÁČKOU

6.4.1 ZATÍŽENÍ ZE STRANY KOLA

Při zatáčení působí na těhlici dvě síly. Její velikosti a směry byly již popsány v kapitole 5.1.3. Schéma simulačního modelu je obdobné jako na Obr.28 v kapitole 5.2.3.

ANALÝZA NAPJATOSTI

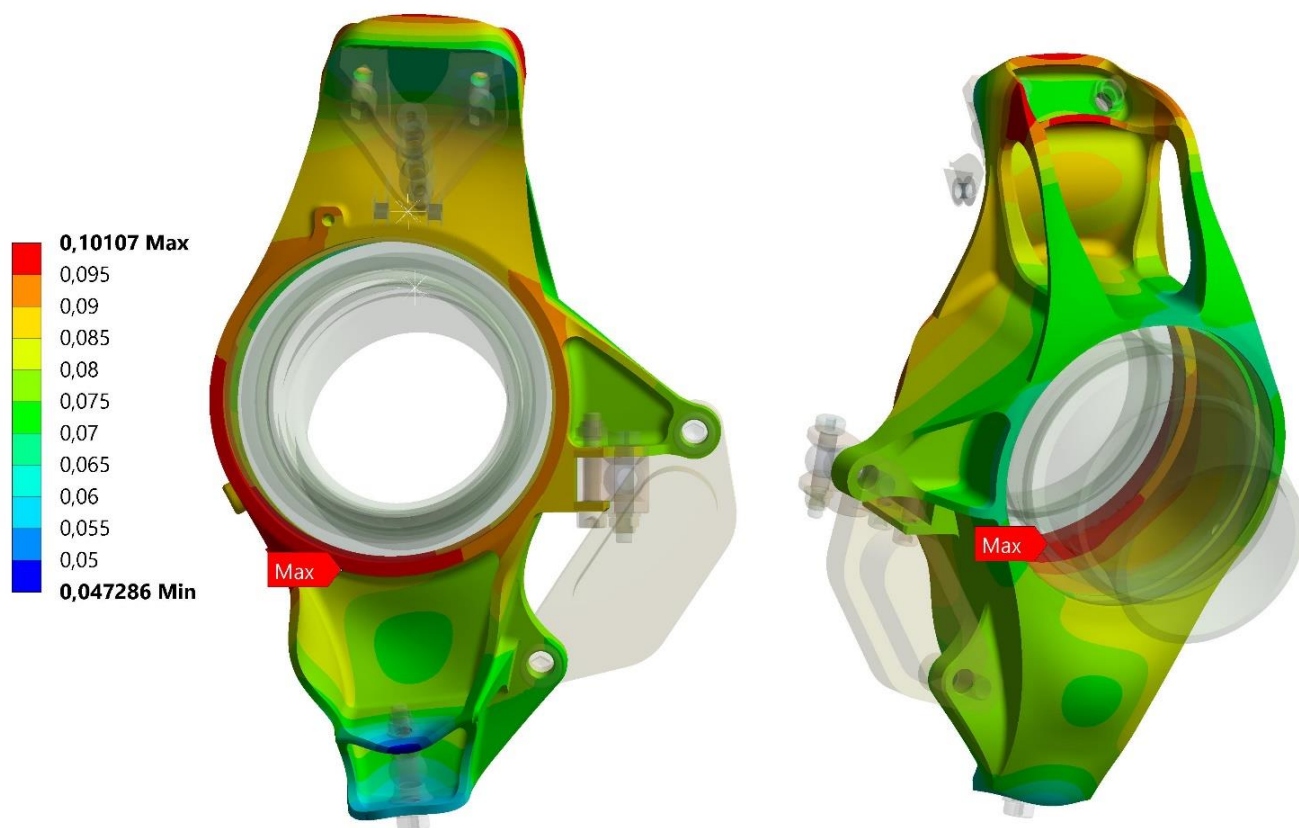
Na Obr.47 jsou výsledky analýzy napjatosti vozidla jedoucího do zatáčky. Místo maximálního redukovaného napětí se nachází v podobné oblasti jako maximální hodnota napětí vozidla v klidu. Rozdílem je však velikost obou maximálních napětí. Při zatáčení totiž na těhlici působí svislá síla, obdobně jako při zatěžování vozidla v klidu, ale její hodnota je podstatně větší. Přitom je horní část těhlice ohýbaná tahem horního ramene. Kromě toho druhá síla působící v příčném směru roviny vozovky má za následek deformaci spodní části těhlice.



Obr.47 Průběh napětí při zatáčení

ANALÝZA DEFORMACÍ

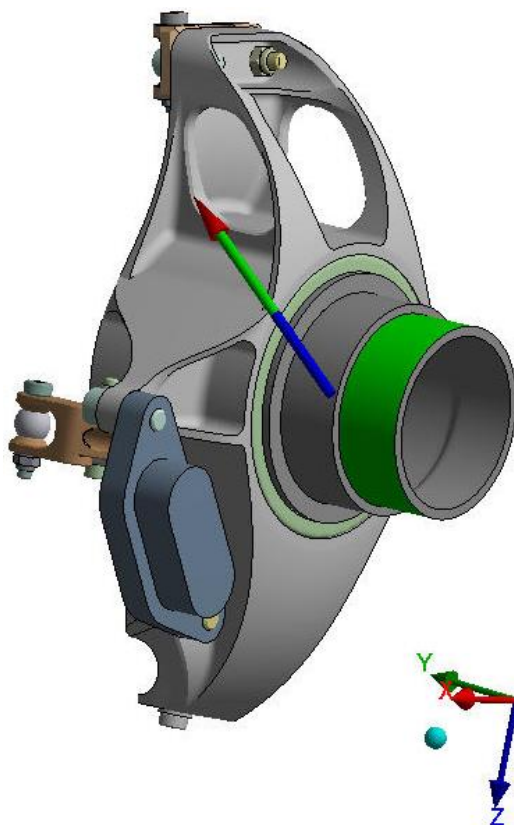
Při pohledu na výsledné deformace je vidět, že k největším deformacím došlo v přední a dolní části těhlice ze strany zavěšení. Příčinou je fakt, že během zatáčení dochází k silovému působení náboje na těhlici v místech odpovídajícím největším deformacím. V této oblasti se nachází i maximální deformace s hodnotou 0,101 mm, která je zde vyznačena. Tvar deformace těhlice při průjezdu zatáčkou zobrazuje Obr.48.



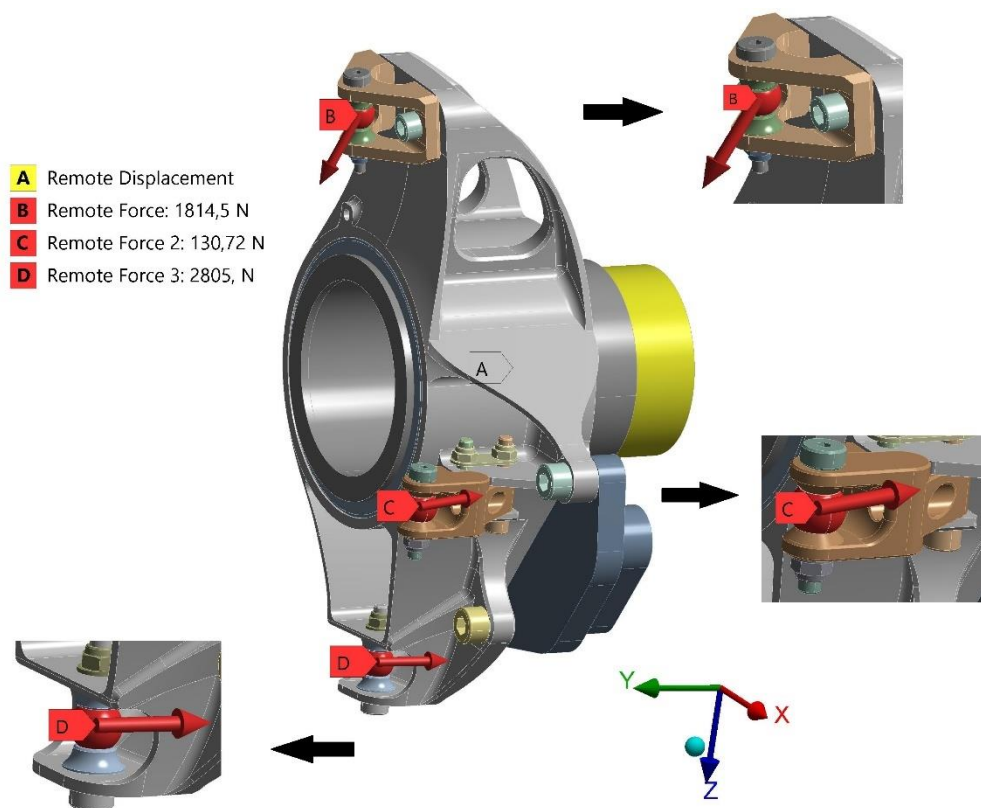
Obr.48 Celkový průběh deformace téhlice při zatáčení

6.4.2 ZATÍŽENÍ ZE STRANY ZAVĚŠENÍ NÁPRAVY

Pro poslední analyzovaný jízdní stav byly opět na kulové klouby téhlice zadány tři síly, převzaté z výpočtu v softwaru Adams View a změněny jejich znaménka (směry sil). Při zatáčení byly použita vazba „Remote Displacement“ s umístěním v bodě středu kola. Ve vazbě se zamezilo veškerým posuvům a rotacím. Pro kontrolu byl proveden výpočet reakční síly ve vazbě. Výsledná reakčních síla odpovídala silám pro zatěžování ze strany kola. Výsledný směr reakční síly ve vazbě je na Obr.49. Jednotlivé zátěžné síly působící na model jsou pak zobrazeny na Obr.50.



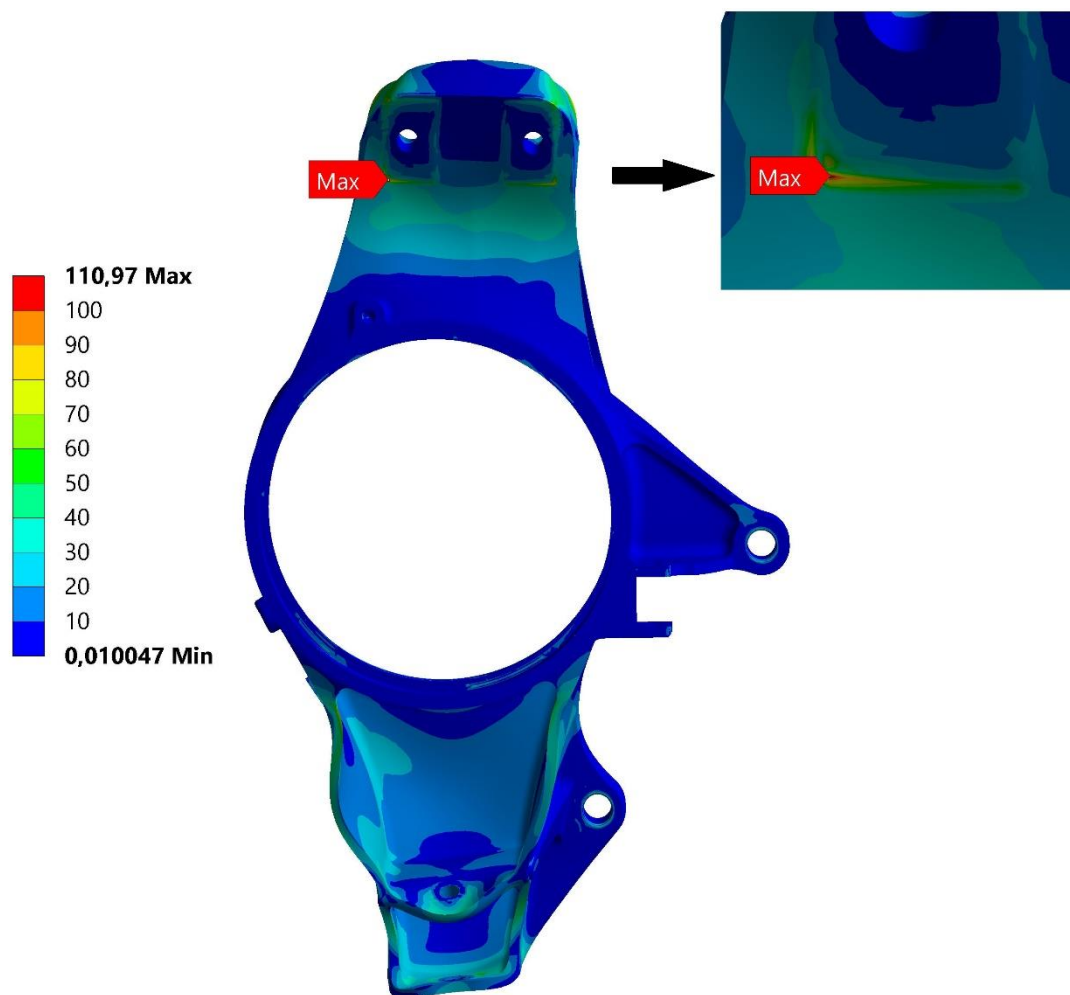
Obr.49 Výsledný směr reakční síly ve vazbě „Remote Displacement“



Obr.50 Zátěžné síly působící na těhlici od prvků zavěšení při jízdě zatáčkou

ANALÝZA NAPJATOSTI

Výsledky napjatosti pro jízdní stav průjezdu zatáčkou vykazuje rozložení napětí téměř totožné se stavem při zatěžování ze strany kola (viz. Obr.51). Místa maximálního napětí i jejich velikosti jsou si velmi blízké. Můžeme tedy hovořit o možnosti použití obou způsobů zatěžování.

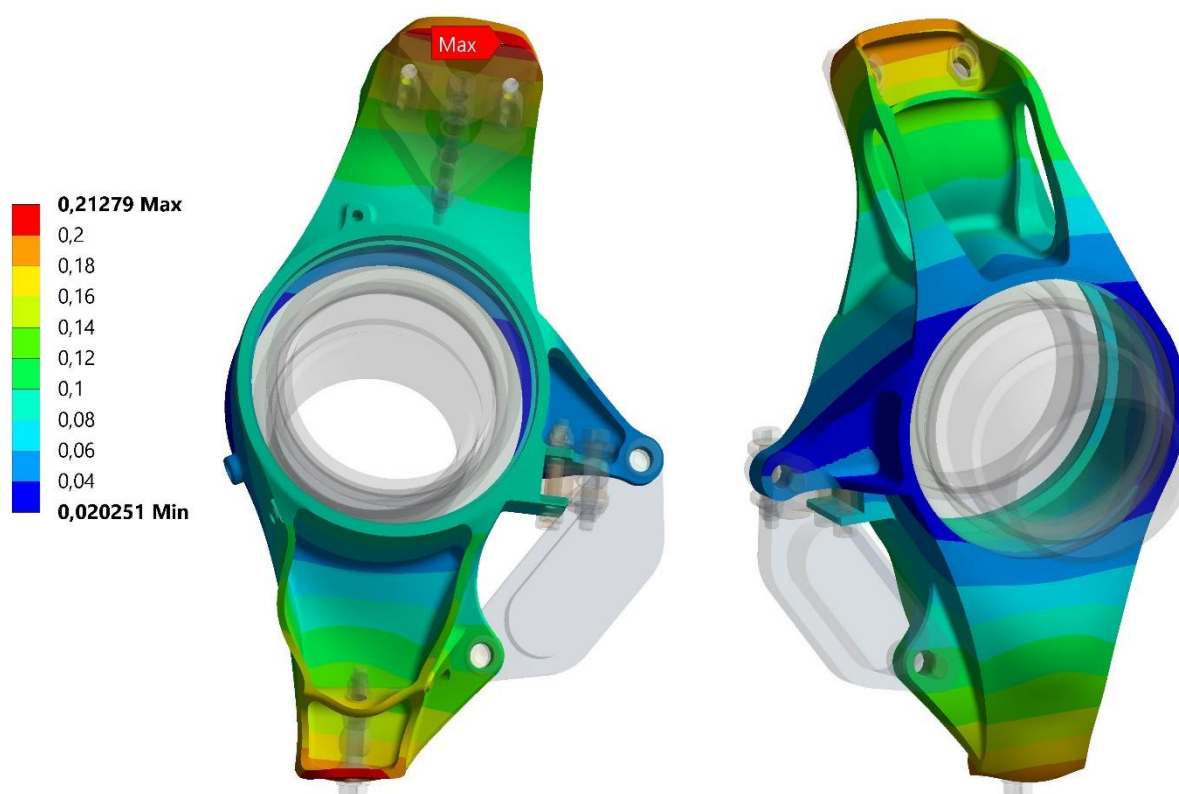


Obr.51 Napjatost na těhlici při zatáčení a zatěžování ze strany zavěšení

Pro všechny jízdní stavy byla vytvořena porovnávací tabulka (Tab.8) s maximálními hodnotami napětí.

ANALÝZA DEFORMACÍ

U stojícího vozidla a brzdění docházelo ke shodě tvaru deformací zjištěných jak zatěžováním ze strany kola, tak ze strany zavěšení. Odlišností však byly v různých místech a velikostech maximálních redukovaných napětí. V případě zatáčení tomu není jinak. Zde se znovu projeví příčiny popsané v kapitole 6.2.2. Celková deformace těhlice Obr.52.



Obr.52 Deformační analýza těhlice při zatěžování od ramen během zatáčení

Tab.8 Maximální napětí všech analyzovaných jízdních stavů obou způsobů zatěžování

		Zatížení ze strany kola	Zatížení ze strany zavěšení nápravy
Vozidlo v klidu	Maximální napětí [MPa]	51,24	49,8
Brzdění	Maximální napětí [MPa]	219,21	217,73
Zatáčení	Maximální napětí [MPa]	113,48	110,97

ZÁVĚR

Těhlice je důležitý konstrukční prvek, který podléhá opakovaným konstrukčním úpravám. Důvodem je neustálá potřeba vylepšovat těhlice pro snížení maximálních redukovaných napětí, zejména pak v kritických místech jako jsou vruby, či ostré hrany. Statická bezpečnost by se tak zvýšila a bylo by možné použít materiály s nižší mezí kluzu. Tím by se zvýšil počet vhodných materiálů k výrobě. Mohly by se použít materiály z nižší cenové kategorie a snížily by se tak celkové náklady výroby. Těhlice jsou taky často optimalizované v různých výpočetních softwarech pro snížení jejich celkové hmotnosti. Nejčastěji je optimalizace používána při návrhu těhlic formulových a závodních vozů.

Nejčastěji se simulační analýzy těhlic provádějí zatěžováním ze strany kola a vyhodnocují se různé jízdní stavy. Hlavním cílem této diplomové práce bylo zjistit, zdali jsou výpočty staticky ekvivalentní i při zatěžování ze strany zavěšení prvků. V takovém případě by bylo možno použít kontroly těhlice využitím obou zatěžovacích způsobů podle potřeb konkrétní analýzy.

Z výsledku práce lze vidět, že při zkoumání tří jízdních stavů je přední těhlice nejvíce namáhána při brzdění. Vzniká zde nejvyšší redukované napětí v místě uchycení třmenu k těhlici. Hodnota maximálního napětí dle hypotézy HMM (Von Mises) u uvažované těhlice byla 219,1 MPa. Nejběžnějším používaným materiálem pro výrobu těhlic formulových vozů (Formule Student) jsou slitiny hliníku AlSi10Mg se smluvní mezí kluzu 230–260 MPa. Hodnota maximálního napětí je nižší a bezpečnost by měla být dostačující. Pro bližší posouzení by však bylo vhodné provést i analýzu únavového namáhání při provozu vozidla. To však nebylo náplní této práce.

Při provádění analýz bylo zjištěno, že použití třecích kontaktů a příliš husté sítě může způsobit problémy s konvergencí výpočtu.

Porovnáním získaných hodnot napjatosti a deformací lze učinit několik závěrů. Za první, napjatosti pro oba zatěžovací způsoby se téměř shodují. V případě porovnávání deformací se z důvodu různých míst upevnění posuvy číselně liší, i když si deformované tvary odpovídají. Kdybychom chtěli srovnávat jednotlivé deformace bylo by nejprve potřeba vytvořit postup, například počítačový skript, který by byl schopen porovnávat pouze deformace, nikoliv posuvy v prostoru. Dalším poznatkem zjištěným v práci je, že v MBS systému nelze určit rozložení stykových výslednic u ramen tvaru „A“ při použití nedeformovatelných těles pro použití v MKP. Proto při zatěžování od ramen zavěšení je vhodné působení ramen nahradit silou v jejich styku s těhlicí v příslušném kulovém kloubu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BAXANT, Roman. *Návrh uložení předního kola závodního vozidla*. Brno, 2016. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Pavel Ramík.
- [2] SOMMER, Jiří. *Konstrukční návrh a pevnostní kontrola kolové skupiny vozu Formula Student*. Praha, 2017. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Ing. Michal Vašíček Ph.D.
- [3] LNĚNÍČKA, Martin. *Uložení předního kola vozidla Formule Student*. Brno, 2009. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Pavel Ramík.
- [4] CHYLÍK, Petr. *Návrh těhlice vozu formule SAE*. Plzeň, 2016. Bakalářská práce. Západočeská univerzita v Plzni. Vedoucí práce oc. Ing. Martin HYNEK, Ph.D.
- [5] DRÁB, Adam. *Zadní těhlice vozidla Formule Student*. Brno, 2012. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Pavel Ramík.
- [6] LNĚNÍČKA, Martin. *Konstrukční úprava náboje předního kola formulového vozu*. Brno, 2011. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Pavel Ramík.
- [7] ČERNÝ, Filip. *Návrh uložení předního kola závodního vozidla*. Brno, 2012. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Pavel Ramík.
- [8] VESELKA, Michal. *Měření a analýza kinematiky zadního víceprvkového zavěšení*. Brno, 2013. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Ondřej Blaták, Ph.D.
- [9] SAJDL, Jan. Lichoběžníková náprava [online]. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: http://www.autolexicon.net/cs/articles/lichobeznikova-naprava/?fbclid=IwAR1LuCjUeNSjEPlo66b_MF3fMEH-T_3_Z8IT-D-A-kEtxu-CLYctpwVBJY
- [10] Mcpherson suspension [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: https://www.turbosquid.com/3d-models/mcpherson-suspension-3d-model/812843?fbclid=IwAR3n3bu7FUsFJyS2fSHXqYIC7I3_F-WOVNWCcidlSZduRzBw_xr8cW93xOU
- [11] *Everything You Need to Know About Car Suspension and Handling* [online]. 21.1.2019 [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://axleaddict.com/auto-industry/Everything-you-need-to-know-about-car-suspension-and-handling>
- [12] KRÁL, Martin. *Víceprvkové nápravy osobních vozidel*. Brno, 2012. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Petr Hejtmánek
- [13] *Víceprvkové zavěšení kola* [online]. 2015 [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <http://www.mjauto.cz/viceprvkove-zaveseni-kola?fbclid=IwAR2Sh-E49EOBnRG82mTb1M--OfBQpls-se1ywPmSUqJXTWtK-FZrE7oTTvg>
- [14] *Těhlice pravá Škoda* [online]. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://www.skoda-dily.cz/nahradni-dil/6c0407256a-tehlice-prava-skoda-10683.html>

- [15] BOEHMERT, William. *EDM Technology Leads in the Race to the Finish Line* [online]. 4.1.2015 [cit.2019-05-23]. Dostupné z: <https://www.moldmakingtechnology.com/articles/edm-technology-leads-in-the-race-to-the-finish-line>
- [16] VYMAZAL, Roman. *Těhlice vozu kategorie Formule SAE*. Brno, 2008. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. David Svída.
- [17] NOVÁK, Pavel. *Zadní těhlice vozidla Formule Student*. Brno, 2011. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Pavel Ramík.
- [18] *Toyota Racing, TF107, Wheel covers* [online]. 27.9. 2007 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://in.motorsport.com/f1/photos/toyota-racing-tf107-wheel-1/16476124/>
- [19] *Rensselaer Formula Hybrid Racing* [online]. 24.5. 2012 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <http://rpihybrid.blogspot.com/2012>
- [20] *ASW R&D Machining, Inc* [online]. 22.12.2014 [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <http://aswmachining.com/photo-gallery/sjsu-fsae-sr5-001/>
- [21] *Amazing additively manufactured uprights by Revolve NTNU (Trondheim)* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: https://www.reddit.com/r/FSAE/comments/6acr6d/amazing_additively_manufactured_uprights_by/
- [22] BAXANT, Roman. *Analýza napjatosti uložení předního kola vozidla*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Pavel Ramík.
- [23] *Gelscoe Motorsport FORD GT40* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: http://gelscoemotorsport.com/?page_id=141
- [24] FAJFER, Marek. *Konstrukce zavěšení předního kola závodního vozidla*. Brno, 2014. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Pavel Ramík
- [25] *Upright* [online]. 9.7.2014 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://baumanracing.ru/en/upright/>
- [26] *EML 2322L MAE Design and Manufacturing Laboratory. Welding* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://docplayer.net/19231330-Eml-2322l-mae-design-and-manufacturing-laboratory-welding.html>
- [27] CLARKE, Pat. *Formula student Germany: International design competition* [online]. 30.8.2015 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.formulastudent.de/pr/news/details/article/pats-column-october-1/>
- [28] *Duratec: Uhlíková vlákna-karbonové kompozity* [online]. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://www.duratec.cz/cs/techinfo/pouzivane-materialy/uhlikova-vlakna-karbonove-kompozity/>
- [29] MÍŠA, Jiří. *Návrh nosiče zadního kola Formule Student*. Brno, 2018. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Pavel Ramík.

- [30] *BAR Experimental Carbon Fibre Reinforced Upright?* [online]. 18.5.2010 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://scarbsf1.wordpress.com/2010/05/18/bar-experimental-carbon-fibre-reinforced-upright/>
- [31] VAVERKA, O. *Optimalizace těhlice Formule Student pro výrobu SLM technologií*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 94 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Daniel Koutný, Ph.D.
- [32] *COTU: 3D tisk spékáním práškové vrstvy* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.cotu.cz/blog/90/praskovy-3d-tisk%C2%A8>
- [33] *UPBracing Team e.V.: PX216* [online]. 20.4.2016 [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/UPBracingTeam/photos/a.176758829030376/1131858853520364/?type=3&theater>
- [34] *Pozvánka na seminář: Topologická optimalizace jako nový směr konstrukce výrobků* [online]. 16.5.2018 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.konstrukter.cz/pozvanka-na-seminar-topologicka-optimalizace-jako-novy-smer-konstrukce-vyrobku/>
- [35] *ČVUT v Praze – Výzkumné centrum pro strojírenskou výrobní techniku a technologii: Topologická optimalizace nosných dílců* [online]. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: [http://www.rcmt.cvut.cz/file/?\\$redakce\\$download\\$cz\\$Technologick%C3%A9%20profily\\$VYVOJ_I_vlna_technologicky%20profil_final_m_topologicka%20optimalizace.pdf](http://www.rcmt.cvut.cz/file/?$redakce$downloadczTechnologick%C3%A9%20profily$VYVOJ_I_vlna_technologicky%20profil_final_m_topologicka%20optimalizace.pdf)
- [36] ROZVANY, G. I. N., A critical review of established methods of structural topology optimization. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, Berlin: Springer Berlin Heidelberg, 2009, vol. 37, iss. 3, s. 217-237. DOI: 10.1007/s00158-007-0217-0. ISSN 1615-1488.
- [37] PORTEŠ, Petr. *Dynamika vozidel: Zatížení náprav* [online]. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/portes/files/P02zatizeniNaprav.pdf>
- [38] *A discussion on steady-state lateral weight transfer and how to use it in setup: 9.6.2015* [online]. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <http://racingcardynamics.com/weight-transfer/?fbclid=IwAR35Q0IF2MDJA6OvVhzoE6fv-9J5piheyZU1tgQthLbiLGtyepUWIQgPYWA>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m]	Vzdálenost mezi předním kolem a těžištěm vozidla
A_x	[m·s ⁻²]	Zpomalení v podélném směru
A_y	[m·s ⁻²]	Zrychlení v příčném směru
b	[m]	Vzdálenost mezi zadním kolem a těžištěm vozidla
$F_{brzdná}$	[N]	Brzdná síla na kole
$F_{třmen}$	[N]	Brzdná síla na třmenu
F_x	[N]	Podélná síla na těhlici
$F_{xtřmen}$	[N]	Brzdná síla na třmenu v podélné ose
F_y	[N]	Příčná síla na těhlici
F_z	[N]	Svislá síla na těhlici
$F_{ztřmen}$	[N]	Brzdná síla na třmenu v svislé ose
g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
h	[m]	Výška těžiště
L	[m]	Rozvor kol
M_A	[N·m]	Moment k bodu A
M_B	[N·m]	Moment k bodu B
M_{osa}	[N·m]	Moment k ose těhlice
r_{dkola}	[m]	Dynamický poloměr kola
$r_{kotouč}$	[m]	Efektivní poloměr kotouče
t	[m]	Rozchod kol
W	[N]	Tíha vozidla v těžišti
W_f	[N]	Dynamické zatížení přední nápravy
W_{fs}	[N]	Statické zatížení přední nápravy
W_l	[N]	Dynamické zatížení levých kol
W_p	[N]	Dynamické zatížení pravých kol
W_r	[N]	Dynamické zatížení zadní nápravy
W_{rs}	[N]	Statické zatížení zadní nápravy
α	[°]	Úhel odklonu brzdového třmene